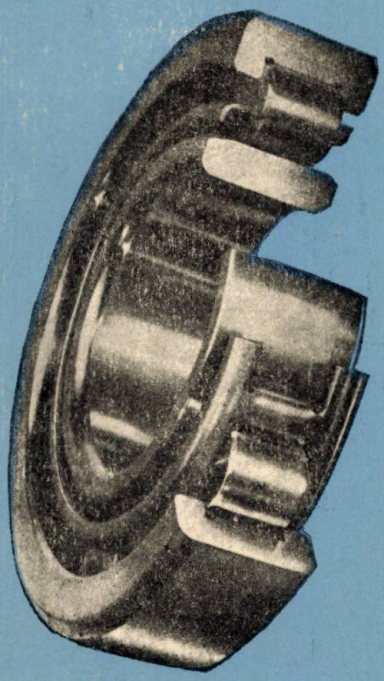
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

2

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVI • Nr. 2 • FEBRUARIE 1964

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

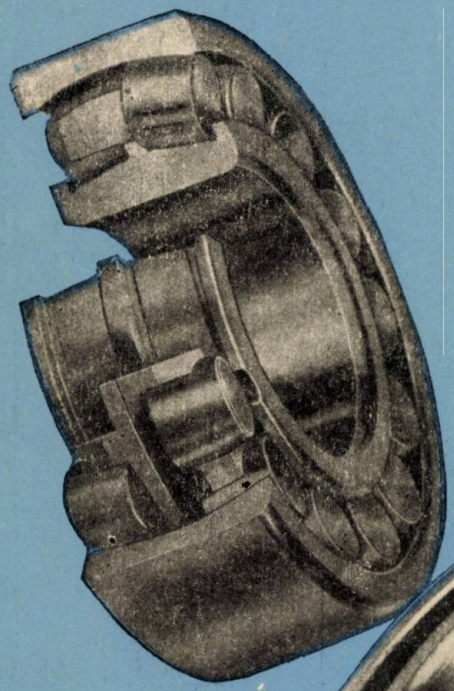


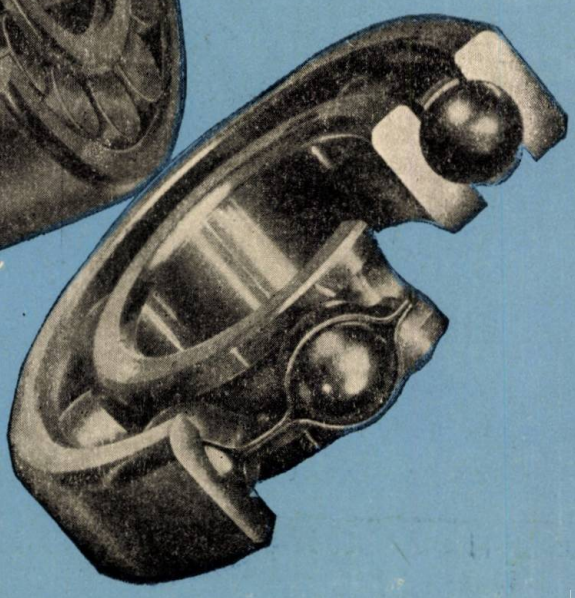
MŰSZAKI KÖNYVTÁR
1883

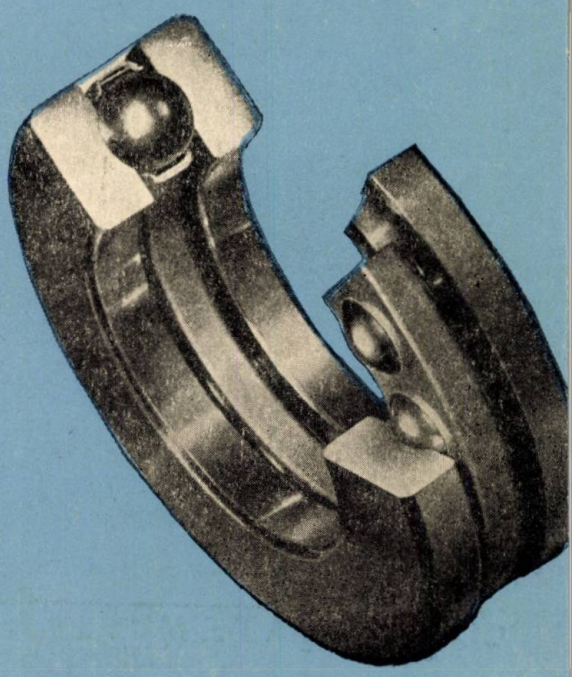
Înzestrată cu mașini specializate de mare productivitate și precizie, cu laboratoare modern utilate și cu aparate de control de înaltă tehnicitate,

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pen tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic**



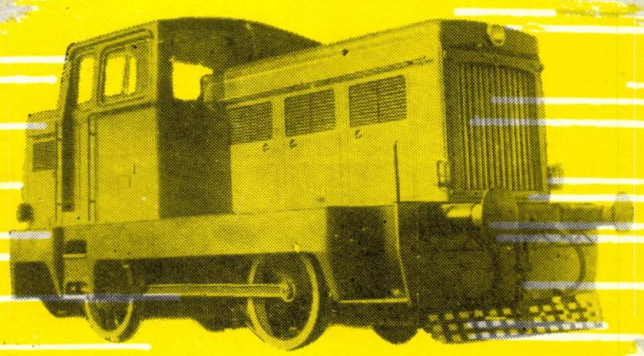




E3279

CRSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁRÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

R



Material rulant

Automotoare de mare viteză și capacitate

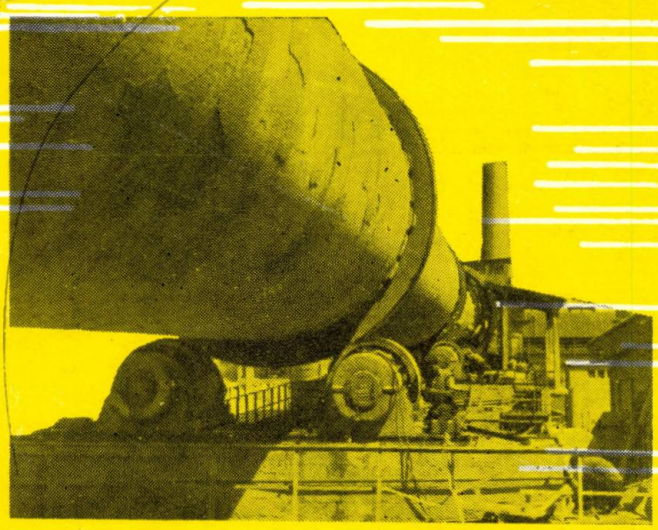
Locomotive de manevră pentru cale normală

UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate

Vagoane speciale pentru siderurgie

Frîne cu aer comprimat pentru material rulant



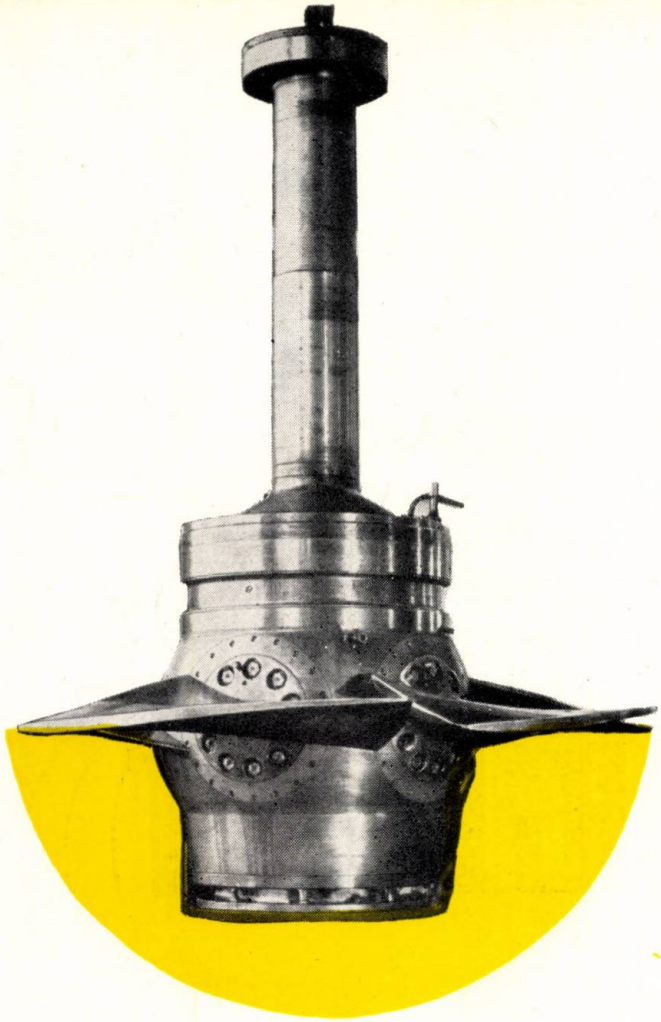
Agregate și aparataje pentru industria chimică

Agregate și utilaje pentru industria siderurgică

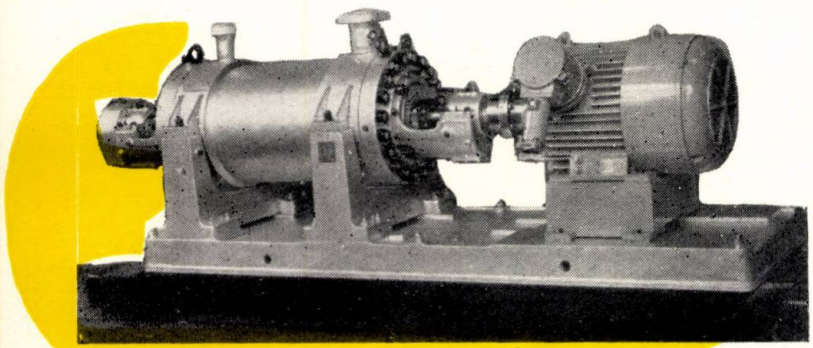
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP

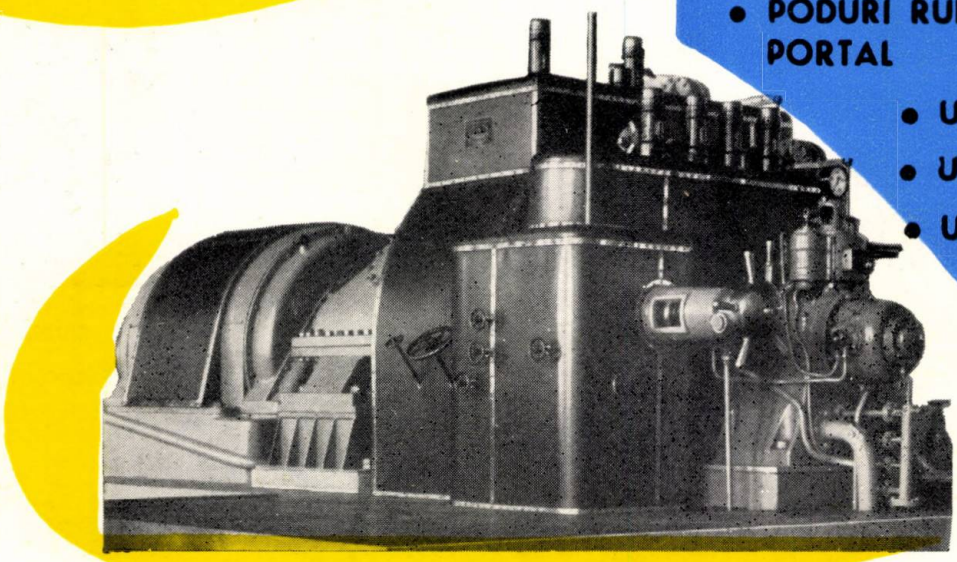
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DI



- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm^3/h — 3 m col.
  - — 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDRO-GENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGET**
- **UTILAJ SIDERURGIC**



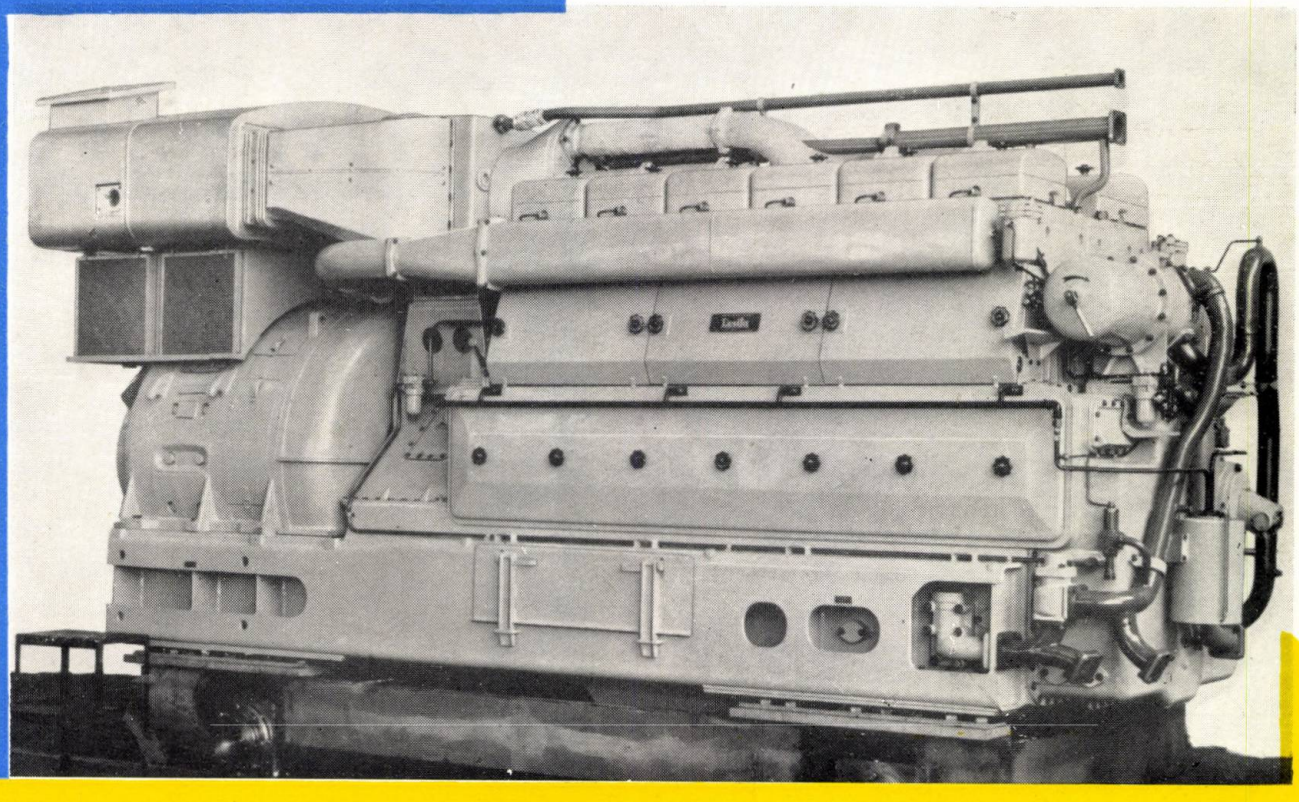


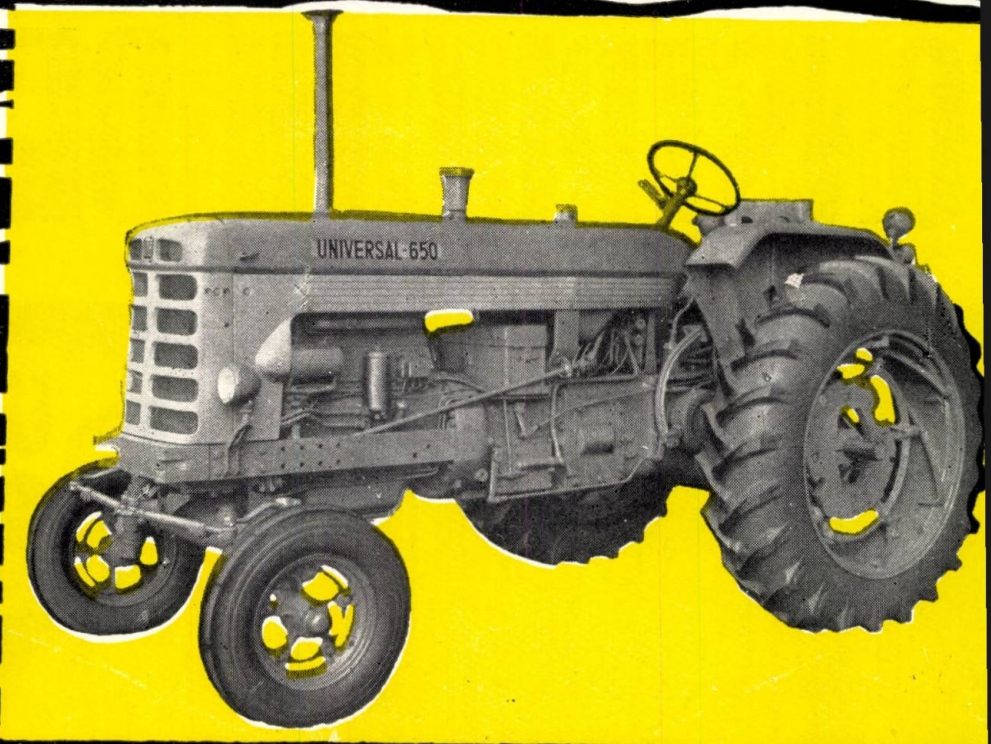
CONSTRUCTII DE MASINI

UCM Resita

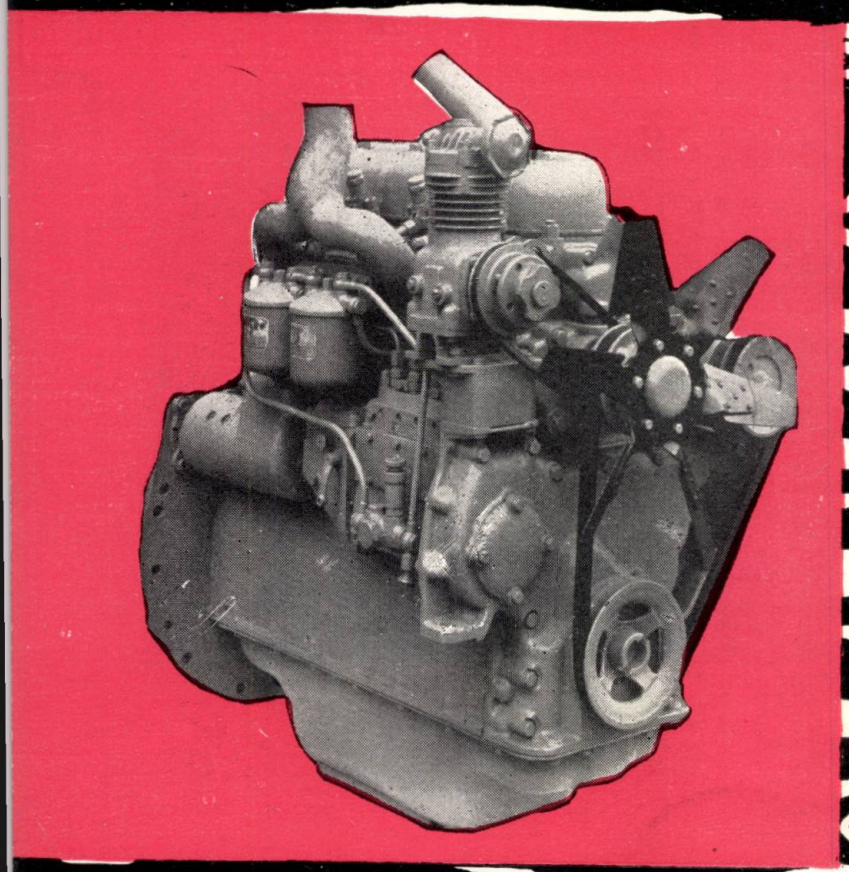
MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP





UZINA TRACTORUL BRAȘOV



produce:

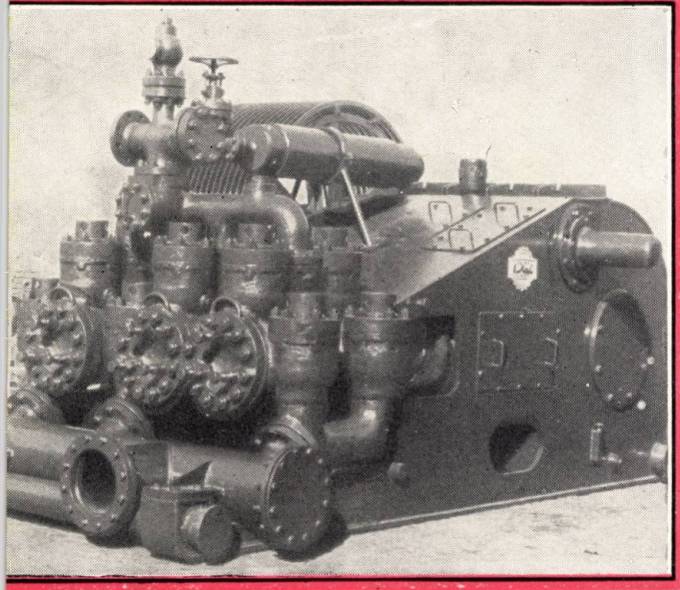
- *Tractoare universale de 65 CP cu două roți motoare livrabile în următoarele variante:*
  - *cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm,*
  - *cu cale îngustă (roți jumelate).*
- *Tractoare de 65 CP cu patru roți motoare.*
- *Motoare Diesel de 65 CP cu injecție directă, de mare economicitate.*
- *Piese de schimb pentru tractoare.*

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

UTILAJE PETROLIERE

DE CEA MAI BUNĂ CALITATE FABRICATE ŞI LIVRATE DE

UZINA „1 MAI" PLOIEŞTI

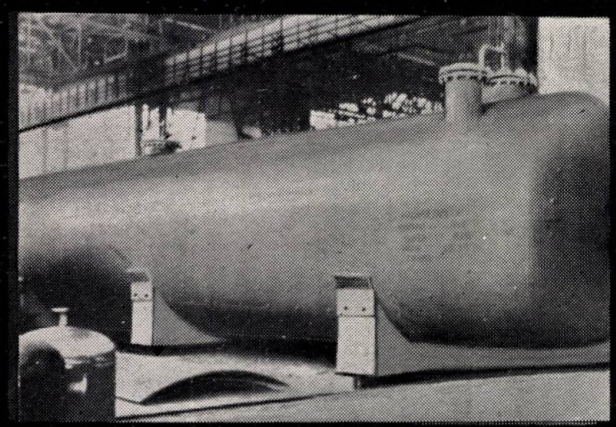


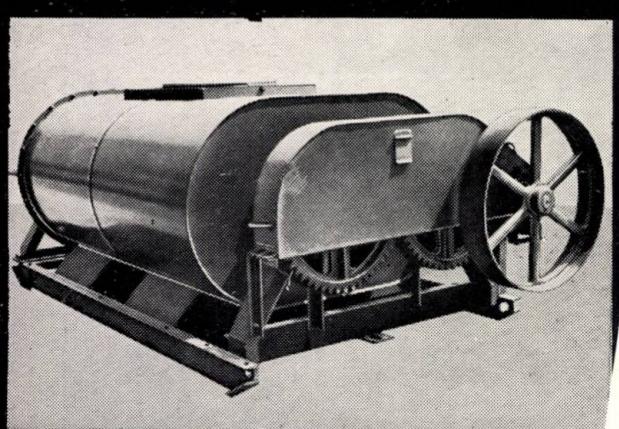
● Pompă triplex $7^1/_4'' \times 12''$ tip 3PN—465 M

● Instalaţie de foraj tip 2 DH—75 A pentru adîncimi pînă la 2000 m

- Instalaţii de foraj tip 4 LD—150 B
- Instalaţii de foraj tip 2 DH – 75 A
- Turbine de foraj (simple şi duble)
- Prevenitoare de erupţie:
  - — cu acţionare normală
  - — cu acţionare hidraulică
- Agregate de cimentare tip TA—300 M şi AC—400 M
- Sape cu role şi lame

UZINA DE UTILAJ CHIMIC ȘI PETROLIER NR. 2 PLOIEȘTI





livrează:

UTILAJ

pentru industria chimică și rafinării:

condensatoare, schimbătoare de căldură, reactoare, evaporatoare, coloane de rectificare și altele, care lucrează în medii neutre, explozive, corosive etc.

RULMENȚI

de diferite tipuri:

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100—400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60—400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600—1100 mm diametru;
- alți rulmenți speciali pentru utilajele petroliere.

UZINA

Vulcan

EXECUTĂ

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t h și presiuni între 8 și 140 kgf cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t h, complet automatizate.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, București

Remorcă basculantă laterală

tip **RBL-4**

- Sarcina utilă **4 tf**
- Sistemul de basculare: **hidraulic**
- **Frînă pneumatică pe 4 roți**
- **Cu obloane superioare detașabile**
- **Utilizabilă pentru orice teren**

Se execută la:

Uzina „Unio" Satu-Mare — *Telefon: 18-00, 18-01*

UZINA
BALANȚA – SIBIU

CALEA GUSTERIȚEI Nr. 21 — 23 • TELEFON 6200

EXECUTĂ:

BALANȚE
ȘI
BASCULE

DE LA 1 kg LA 200 t

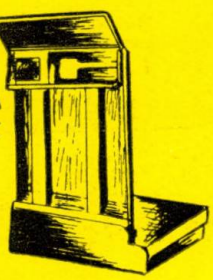
ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE

BALANȚA *compusă*

BALANȚA *tehnică cl 2*

CÎNTAR *de persoane*

BASCULA *romană*



BASCULA *semiautomată*

BALANȚA *semiautomată*

BASCULA *romană*

BALANȚA *semiautomată*

uzinele metalurgice INDEPENDENTA sibiu

Execută și livrează:

— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MINIERĂ** extractivă ciocane de abataj și ciocane perforatoare pneumatice, coloane telescopice pneumatice.

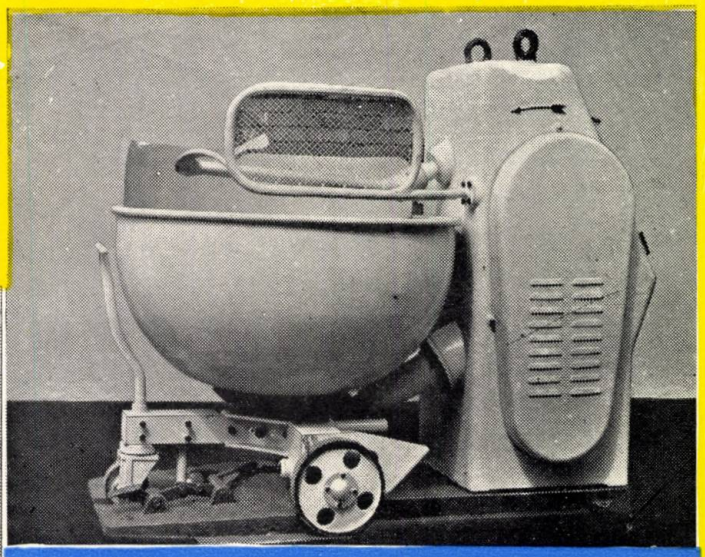
— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MINIERĂ** de preparare: cuptoare, concasoare și granulatoare giratorice, ciururi vibrante suflante, pompe de vid, agitatoare, îngroșetoare, pompe de tulbureală etc.

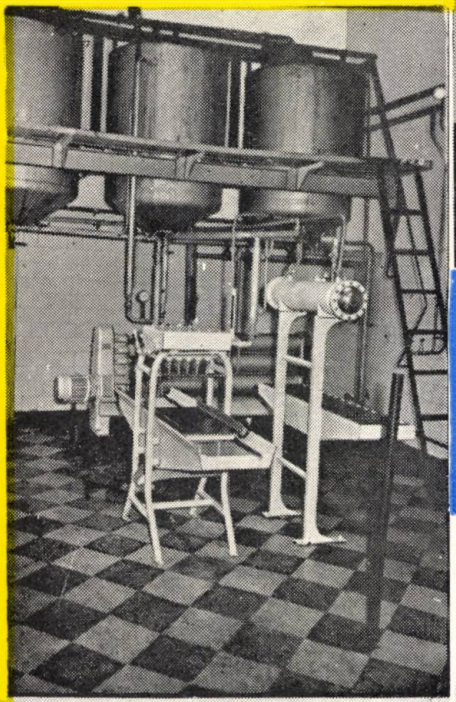
— **UTILAJE PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI PETROLIERĂ:** recipienți, filtre, coloane, decantoare, rezervoare, ventilatoare tip Boreț, schimbătoare de căldură etc.

— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA ALIMENTARĂ:** mașini de frămîntat aluat, prese de vinificație, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, prese de borhot pentru fabricile de zahăr, transportoare tip Redler, prese de paste făinoase etc.

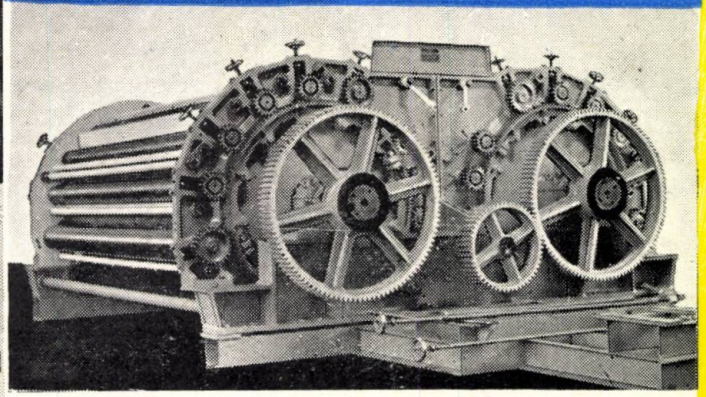
— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MATERIALELOR REFRACTARE** mori uscate, prese cu fricțiune, jgheaburi, oscilante, dezintegratoare.

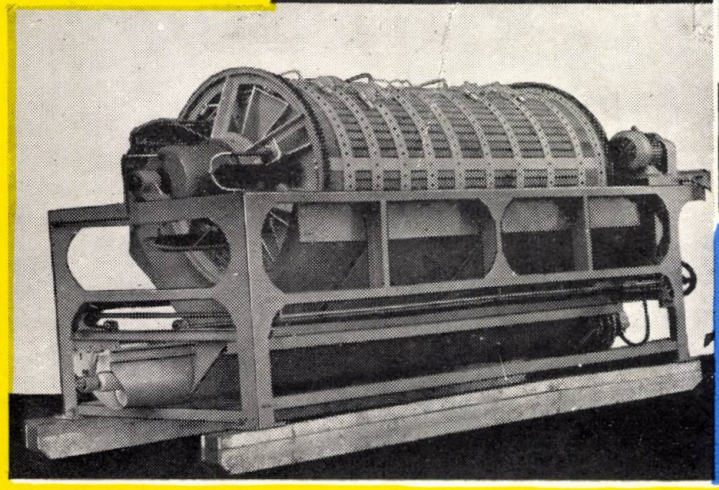
— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU FABRICILE DE CIMENT:** pompe de ciment, delaioare de argilă, instalații de distribuire a aerului pentru barbotarea pastei de ciment, șnecuri sită, transportoare elicoidale, etc.





— **MAȘINI ȘI UTILAJE DIVERSE:** lanțuri cuple și zale scurte simple, duble și triple pentru industria minieră și petrolieră, polizoare pneumatice portative, mașini de găurit pneumatice portative, ciocane pneumatice de nituit, ciocane pneumatice de dăltuit, bătătoare pneumatice de turnătorie, mașini de spălat, uscat și călcat rufe.





— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA DE PRELUCRARE A STUFULUI ȘI CELULOZEI,** industria de prelucrare a lemnului etc. etc.

UZINA DE POMPE

POMPE DE UZ GENERAL

— MONOETAJATE
— MULTIETAJATE
— ÎN DUBLU FLUX

POMPE SPECIALE pentru

— ALIMENTAREA CAZANELOR
— LICHIDE CU SUSPENSII ABRAZIVE
— PASTĂ DE HÎRTIE
— LICHIDE COROSIVE

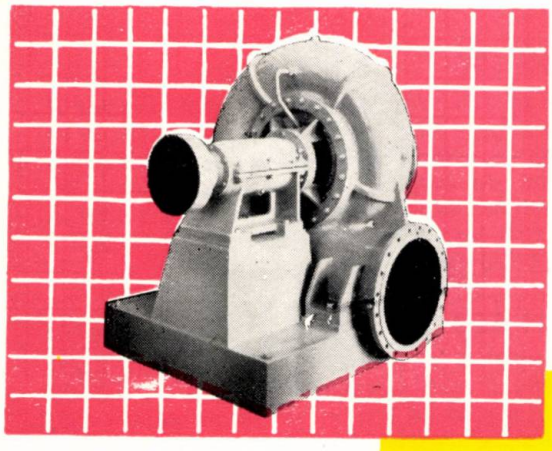
POMPE pentru AGRICULTURĂ

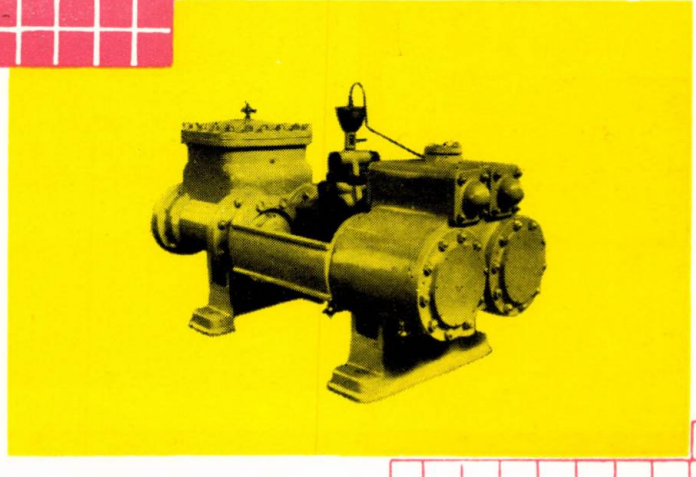
— DIAGONALE
— AXIALE
— MOTOPOMPE

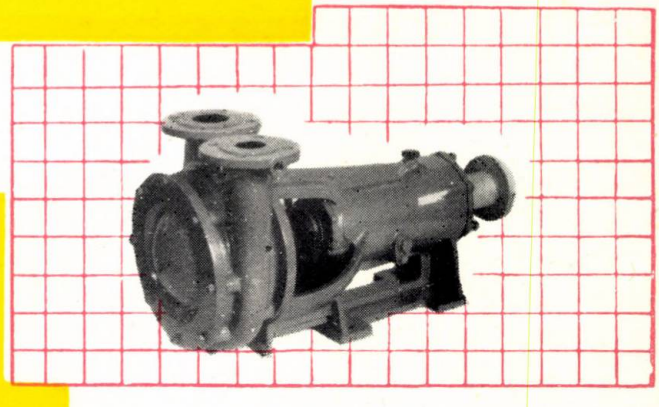
POMPE de vid

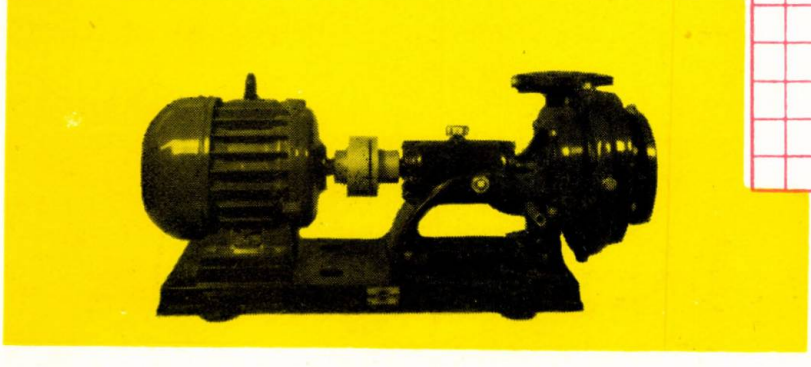
POMPE duplex

POMPE cu roți dințate







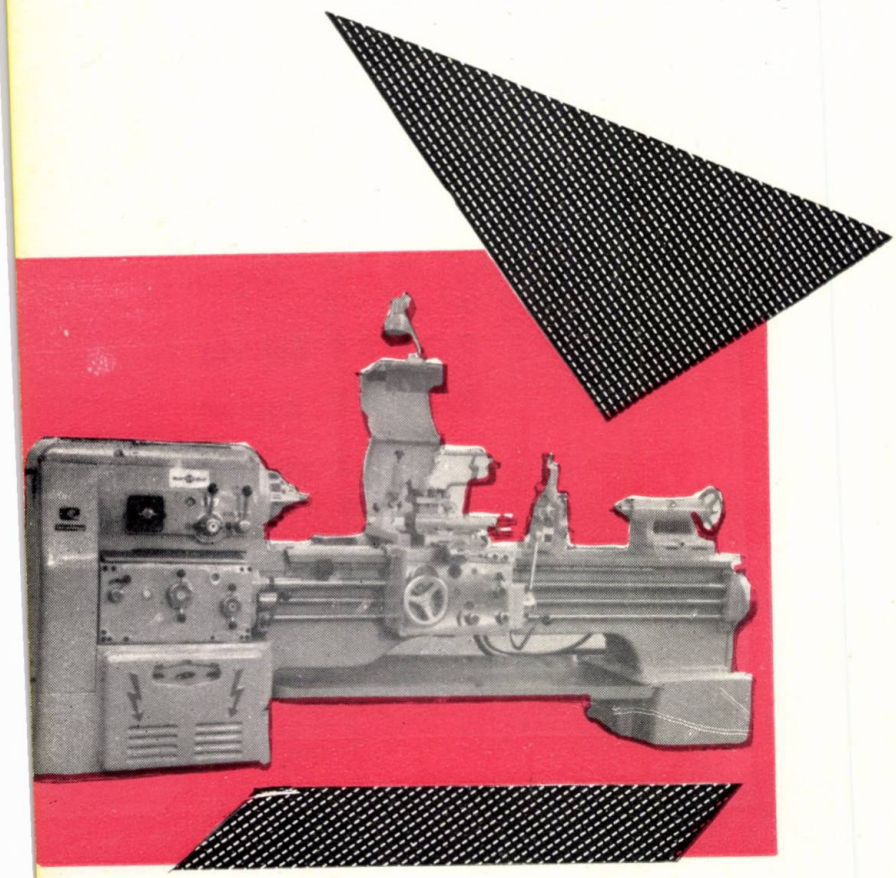


UZINA DE STRUNGURI

• ARAD •

Produce:

Strunguri normale



SN 250

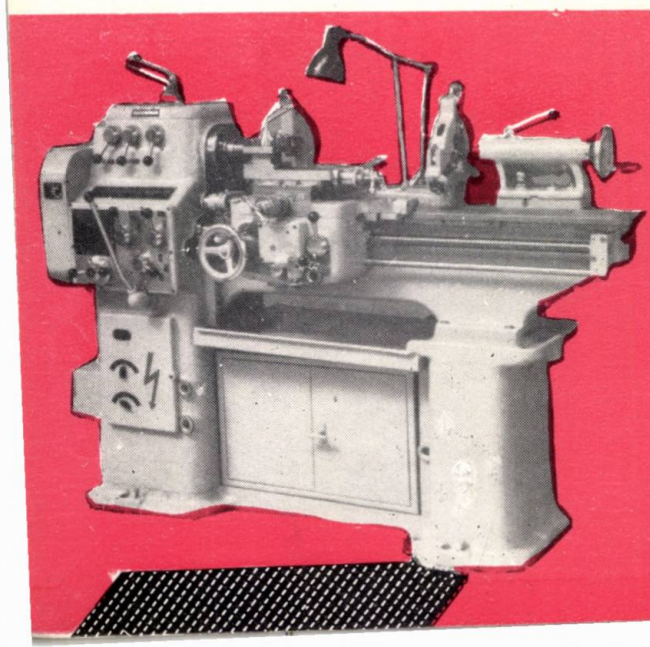
lungimea între vîrfuri — 500 mm, diametrul maxim — 250 mm, 63 — 2 800 rot/min în 12 trepte, viteze de avans — 24, numărul minim de filete din fiecare categorie — 24, puterea — 1,7 (2,2) kW, greutatea totală — 775 kg, dimensiuni de gabarit — 560 x 1 155 x x 1 500 mm.

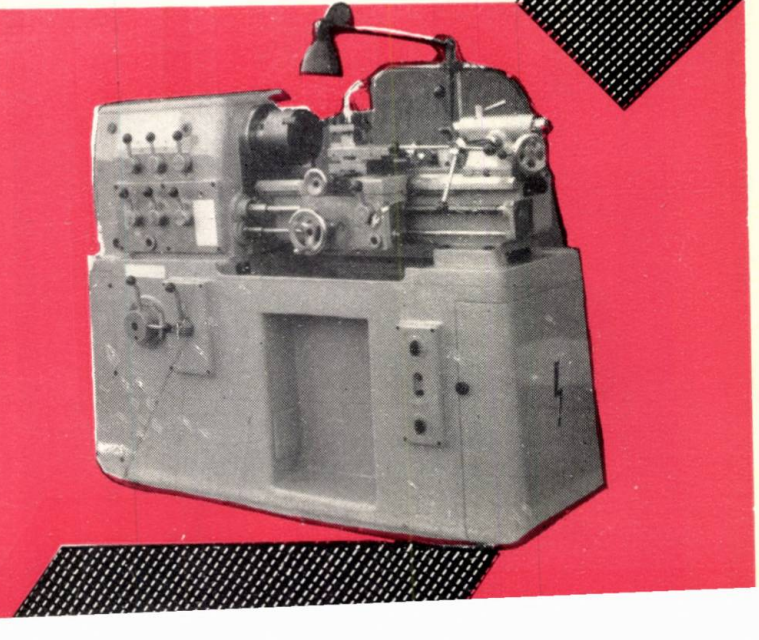
SN 320

lungimea între vîrfuri — 750 mm, diametrul maxim — 320 mm, 31,5 — 1 600 rot/min în 18 trepte, viteze de avans — 36, numărul minim de filete din fiecare categorie — 36, puterea — 3 (1,7) kW, greutatea totală — 1 050 kg, dimensiuni de gabarit — 900 x x 1 290 × 2 075 mm.

SN 400

lungimea între vîrfuri — 750 — 1 000 — 1 500 mm, diametrul maxim — 400 mm, 12 — 1 500 rot/min în 24 trepte, viteze de avans — 60, numărul maxim de filete din fiecare categorie — 60, puterea 7,5 (5,5) kW, greutatea totală — 2 000 — 2 050 — 2 150 kg, dimensiuni de gabarit — 900 x 1 210 x x 2 500 — 2 700 — 3 250 mm.



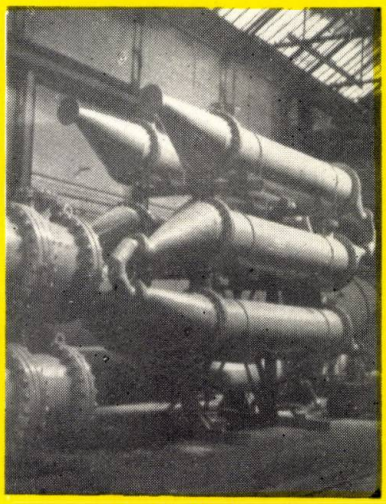


UZINA GRIVIȚA ROȘIE

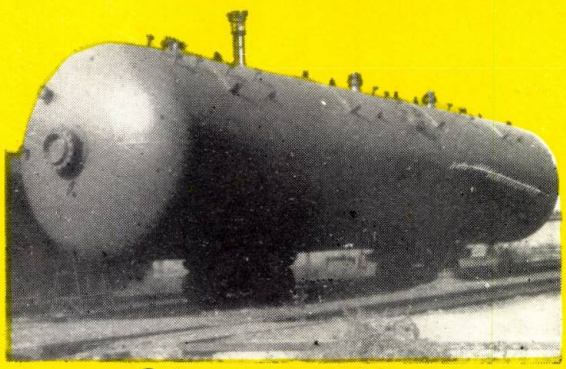
Fabrică și livrează utilaje tehnologice pentru industria chimică, petrolieră, hîrtiei și celulozei

COLOANE DE:

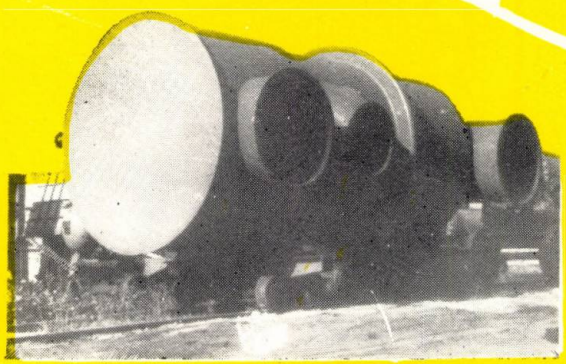
DISTILARE
FRACȚIONARE
SPĂLARE
VID
STRIPARE
STABILIZARE



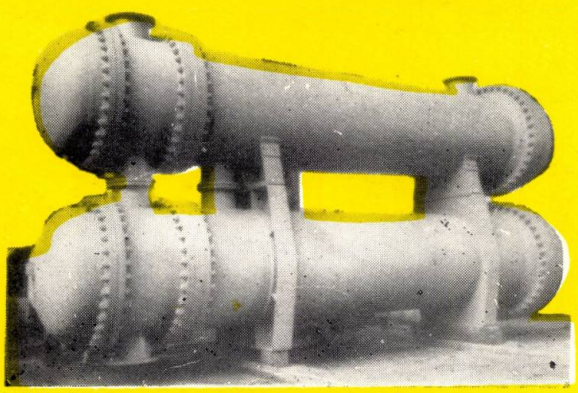
Preîncălzitor



Coloană de rectificare



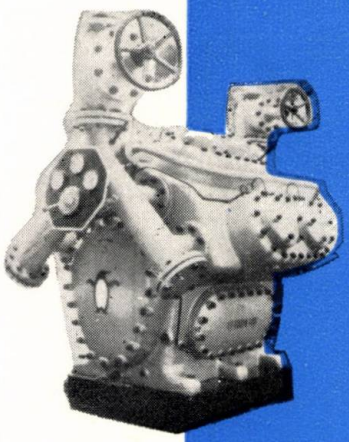
Răcitor SO_3 Ventilator



Schimbător de căldură cu cap flotant tip Elou

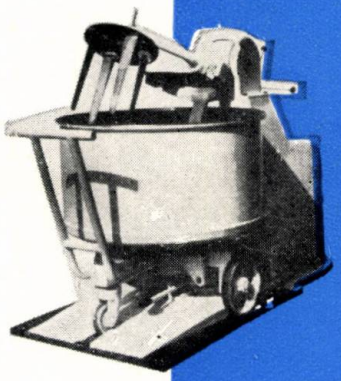
ABSORBERE
SCRUBERE
CONDENSATOARE
SEPARATOARE
FILTRE
REZERVOARE
VASE DE DRENAJ
FIERBĂTOARE
VAPORIZATOARE
BUNCĂRE
CONTEINERE
SOBE DE CONTACT
MORI CU BILE
MORI CU CIOCANE
SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

TEHNOFRIG

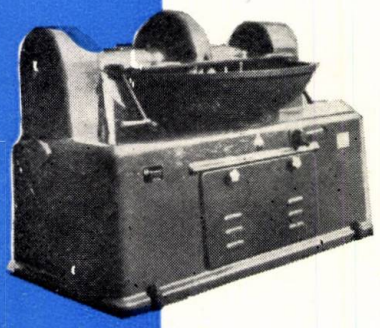


LINII TEHNOLOGICE ŞI MAŞINI PENTRU INDUSTRIA LAPTELUI

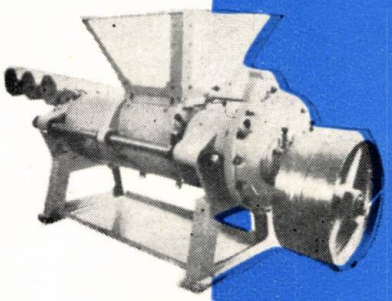
LINII TEHNOLOGICE ŞI UTILAJE DIVERSE PENTRU INDUSTRIA PÎINII



MAŞINI, LINII TEHNOLOGICE ŞI INSTALAŢII PENTRU INDUSTRIA CĂRNII



MAŞINI PENTRU INDUSTRIA VINULUI, A ULEIULUI ŞI A CONSERVELOR VEGETALE

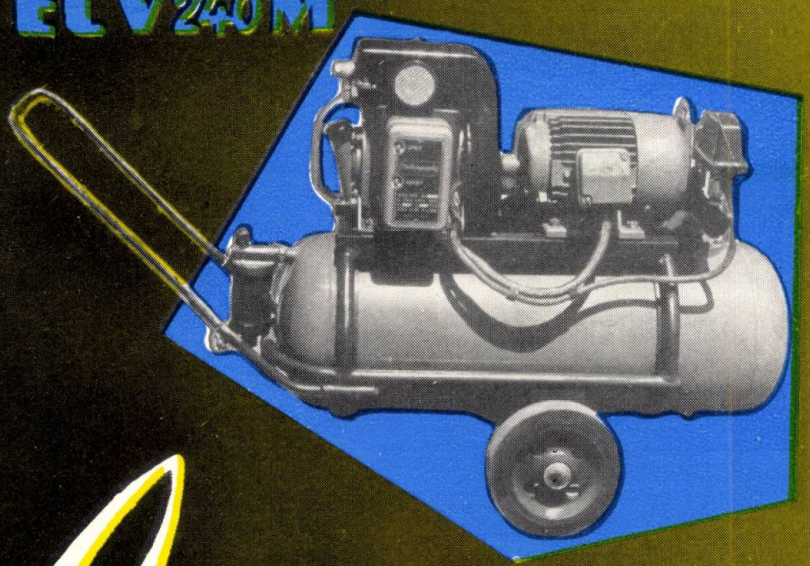


MAŞINI ŞI INSTALAŢII FRIGORIFERE, CAMERĂ DE RĂCIRE, FABRICI DE GHEAŢĂ ETC.

TEHNOFRIG

CLUJ ◆ STR. FABRICII DE CHIBRITURI, 5 - 11 ◆ TEFEFON 33-26 33-27 33-28

ECV 240 M

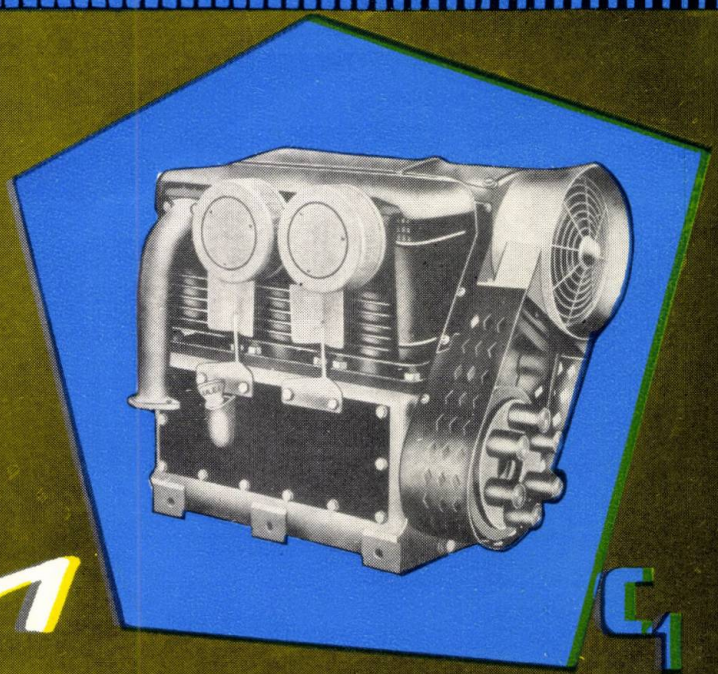


Electrocompresor de aer

UZINELE TIMPURI NOI BUCUREȘTI

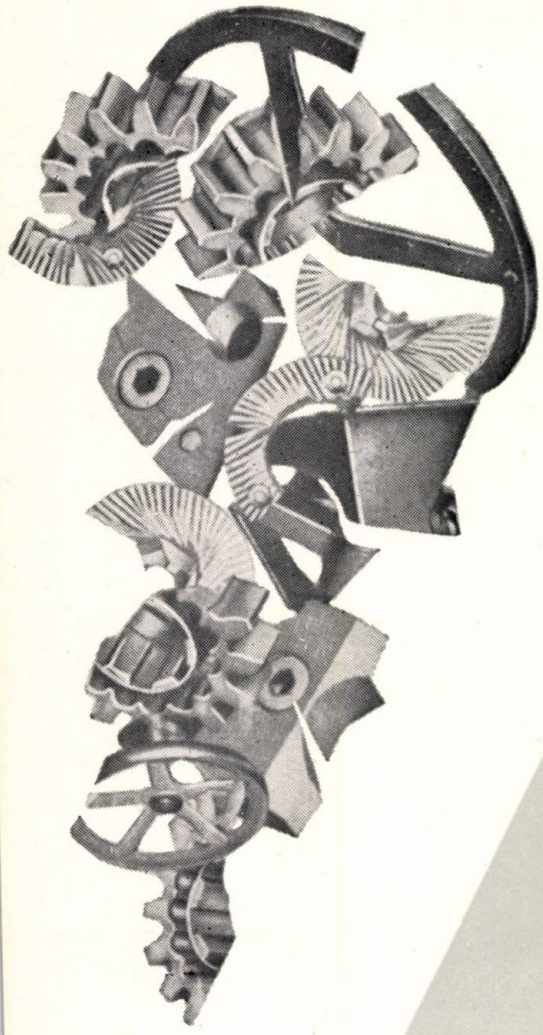
ecută și livrează în țară și străinătate:

- Motoare cu aprindere prin scînteie, 6—15 CP la 2 000—3 000 rot/min.
- Motoare cu aprindere prin compresiune, 6—100 CP la 800—1 200 rot/min.
- Compresoare de aer cu piston, cu debite de 0,2—9 m^3/min la o presiune de refulare de 6—10 kgf/cm^2.
- Agregate mobile și staționare, motocompresoare și electrocompresoare.



C 1

Compresor de aer

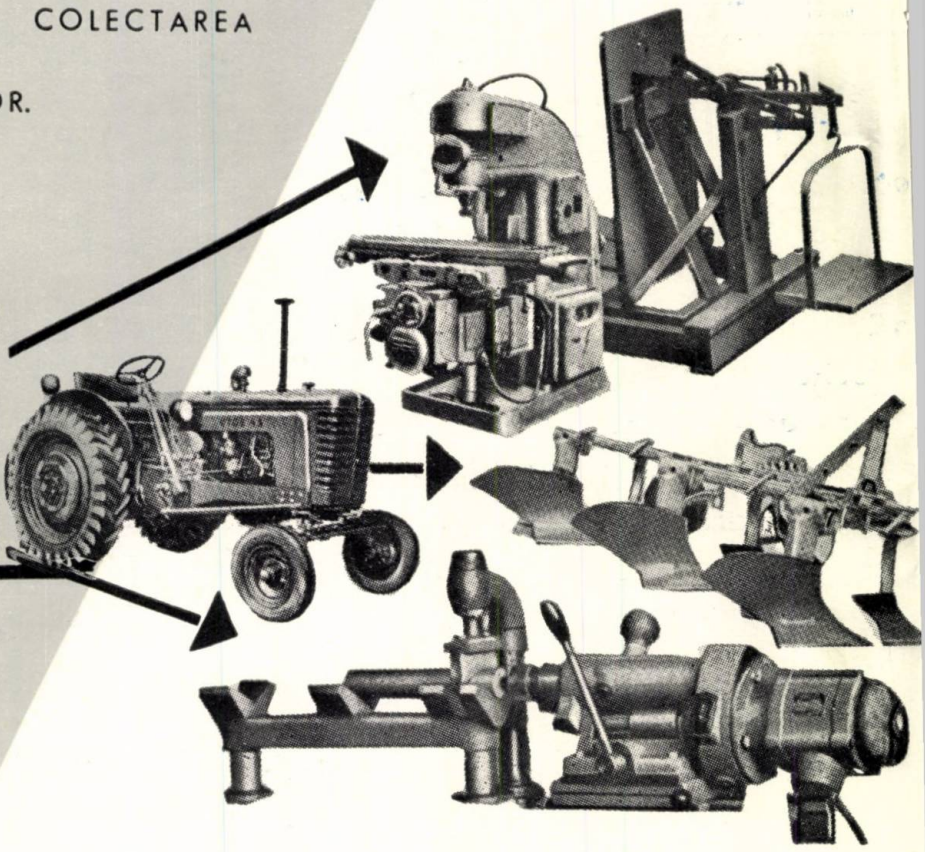


INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

SPRIJINIȚI DEZVOLTAREA INDUSTRIEI SIDERURGICE ȘI REALIZAREA DE PRODUSE METALICE MAI MULTE, MAI BUNE ȘI MAI IEFTINE, PREDÎND DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI ÎN CANTITĂȚI CÎT MAI MARI, SORTATE CONFORM STAS, ÎNTREPRINDERII PENTRU COLECTAREA METALELOR.

I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVI, FEBRUARIE 1964, Nr. 2

CUPRINS

NĂDĂȘAN, ȘT.	**Sudura în Republica Populară Română.**	57
NĂDĂȘAN, ȘT.	**Considerații asupra stadiului cercetărilor pentru evidențierea susceptibilității la ruperea casantă a oțelurilor.**	59
MIKLOȘI, C., BOARNĂ, CL. și MOGA, S.	**Influența forței de refulare asupra proprietăților mecanice ale șinelor sudate prin topire intermediară.**	71
SĂLĂGEAN, TR., SELMEREANU, H., LIPOVAN, L. și CSATARY, G.	**Lipirea electrică prin presiune a metalelor neferoase.**	75
HRELESCU M., POPOVICI, D. și BĂR, F.	**Alierea oțelului moale cu crom și mangan la încărcarea prin sudare automată cu electrod sub formă de bandă.**	77
POPOVICI, D. și HRELESCU, M.	**Contribuții la studiul jetului de plasmă.**	81
SCHEGERIN, O.	**Studiu tehnico-economic asupra influenței naturii curentului electric la sudarea manuală cu arc electric.**	84
IVANCENCO, A.	**Unele considerații practice asupra caracteristicilor statice ale arcului pentru sudare, asupra caracteristicilor exterioare ale surselor de alimentare și comportarea lor.**	88
IOVIȚIU, E.	**Rezistența la oboseală pulsatorie a unor îmbinări sudate în capete din table de oțel OL38 și OLX52.**	94
BERNATH, AL.	**Contribuții la dezvoltarea metodelor de încercare la oboseală sub sarcină progresivă.**	97
POPOVICI, D. și MOGA, S.	**Noile laboratoare de sudură ale C.C.T.**	100

ADUNAREA ANUALĂ A INSTITUTULUI INTERNAȚIONAL DE SUDURĂ, HELSINKI 102

CONFERINȚA DE SUDURĂ DE LA BUDAPESTA 111

CRONICĂ 116

RECENZII 117

Redactor responsabil: Acad. Prof. ing. C. Aramă. Redactor: Ing. E. Petrescu

CZ 621. 791(498)

Nădăşan, Şt. : **Sudura în Republica Populară Romînă.**

Construcţia de Maşini 15 (1964), nr. 2, p. 57–58

CZ 669.14 :620.178.7 :620.179.2

Nădăşan, Şt. : **Consideraţii asupra stadiului cercetărilor pentru evidenţierea susceptibilităţii la ruperea casantă a oţelurilor.**

Se analizează rezultatele cercetărilor efectuate pentru reglementarea încercării de rezilienţă cu epruvete diferite (epruvete Mesnager şi ISO, epruvete subţiri 5×10 mm şi microepruvete 4×4 mm) şi a încercărilor de sudabilitate, după Kommerell şi Čabelka. Aprecierea comportării construcţiilor de oţel se examinează pentru oţelurile slab aliate cu mangan, oţelurile OLX52 şi pentru două cazuri casante înregistrate în ultimii ani în exploatare.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 59–71

CZ 625.143 :621.984.54 :539.4/5

Miklosi, C., Boarnă, Cl. şi *Moga, S.* : **Influenţa forţei de refulare asupra proprietăţilor mecanice ale şinelor sudate prin topire intermediară.**

Se studiază influenţa forţei de refulare asupra proprietăţilor mecanice ale şinelor sudate, în special asupra rezistenţei la oboseală.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 71–74

CZ 669.2/8 :621.791.367

Sălageun, Tr., Selmereanu, H., Lipovan, L. şi *Csatary, G.* : **Lipirea electrică prin presiune a metalelor neferoase.**

Se arată posibilitatea de lipire a plăcilor de argint pe contacte electrice prin folosirea unei maşini de sudură prin puncte, utilizîndu-se formarea eutecticului între cele două metale.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 75–77

CZ 669.15'26'74–194 : 621.791.927

Hrelescu, M., Popovici, D. şi *Bär, F.* : **Alierea oţelului moale cu crom şi mangan la încărcarea prin sudare automată cu electrod sub formă de bandă.**

Se prezintă rezultatele obţinute la alierea în arcul electric a oţelului moale cu crom şi mangan, în cazul sudării cu electrod din oţel moale sub formă de bandă, arătîndu-se posibilitatea obţinerii unor metale depuse înalt aliate din oţel moale şi fluxuri ceramice.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 77–80

CZ 621.791.75 : 533.9

Popovici, D. şi *Hrelescu, M.* : **Contribuţii la studiul jetului de plasmă.**

Se prezintă rezultatele obţinute pe un calorimetru modificat asupra căldurii utile a jetului de plasmă, în funcţie de curent, de distanţa dintre electrod şi ajutaj, de distanţa dintre ajutaj şi placă, de debitul indicat de rotametru şi de debitul corectat al argonului.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 81–84

CZ 621.791.75

Schegerin, O. : **Studiu tehnico-economic asupra influenţei naturii curentului electric la sudarea manuală cu arc electric.**

Se prezintă un studiu tehnico-economic comparativ între utilizarea curentului continuu şi a celui alternativ pentru sudarea manuală cu arc electric, stabilindu-se o formulă a economiei realizate şi o formulă adimensională pentru economiile specifice.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 84–87

CZ 621.791.75

Ivancenco, A. : **Unele consideraţii practice asupra caracteristicilor statice ale arcului pentru sudare, asupra caracteristicilor exterioare ale surselor de alimentare şi comportarea lor.**

Se analizează caracteristicile statice ale arcului de sudare, evidenţiindu-se tendinţele noi de utilizare în practică a aspectelor caracteristice respective şi se prezintă cercetările noi în legătură cu precizarea criteriilor de determinare a aptitudinii de sudare a generatoarelor şi transformatoarelor utilizate în acest scop.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 88–94

CZ 669.'4–415 : 621.79 ¥20.178.38

Ioviţiu, S. : **Rezistenţa la oboseală pulsatorie a unor îmbinări sudate în capete din table de oţel OL38 şi OLX52.**

S-a găsit că rezistenţa la oboseală pulsatorie determinată pe microepruvete prelevate din zona sudată şi cea de trecere a îmbinărilor sudate în capete este aproximativ egală cu aceea a materialului de bază.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 94–97

CZ 620.178.38

Bernath, Al. : **Contribuţii la dezvoltarea metodelor de încercare la oboseală sub sarcină progresivă.**

Se prezintă cercetările de verificare a validităţii metodei Prot ; s-a stabilit o relaţie analitică de determinare simplă a limitei de oboseală după metoda Locati şi s-a elaborat o metodă de determinare a acesteia prin încercări sub sarcină progresivă ale unei singure epruvete pînă la rupere.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 97–100

CZ 621.791 : 061.6

Popovici, D. şi *Moga, S.* : **Noile laboratoare de sudură ale C.C.T.**

Se prezintă noile laboratoare de sudură ale Centrului de cercetări tehnice din Timişoara.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 100–101

DIN NUMĂRUL VIITOR

BÎLĂ, M. : **Aspecte tehnico-economice ale fabricaţiei de autocamioane.**

TRICĂ, GH. şi DRĂGHICI, I. : **Analiza procesului de cuplare la cuplajele cu fricţiune.**

GRÜNWALD, B. : **Influenţa rapoartelor mari de compresiune asupra economicităţii motoarelor cu aprindere prin scînteie.**

UNTARU, M. : **Transmiterea căldurii şi posibilităţile de creştere a puterii şi economicităţii motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferenţiate.**

DUDIŢĂ, FL. : **Frecvenţe proprii în transmisia automobilului.**

IAKAB, I., TEODOSIU, C., RUGINĂ, I. şi DUDIŢĂ, FL. : **Metodica cercetării experimentale a comportării dinamice a transmisiei autocamionului.**

HILOHI, C. : **O metodă grafoanalitică pentru determinarea coeficientului de rezistenţă aerodinamică a automobilului.**

ABĂITĂNCEI, D. : **Asupra determinării presiunilor specifice pe fusurile arborelui cotit la motoarele de automobile.**

SCHENKER, G. şi IVĂNEANU, C. : **Motorul SR-211 şi posibilităţile lui de perfecţionare în viitor.**

NICOLAE, CH. : **Tehnologii moderne în fabricaţia autocamioanelor „Steagul roşu".**

CD 621.791 (498)

Nădăşan, Şt. : **La technique du soudage dans la République Populaire Roumaine.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 57–58

CD 669.14 :620.178.7 :620.179.2

Nădăşan, Şt. : **Considérations sur l'état des recherches sur la susceptibilité à la rupture cassante des aciers.**

On analyse les résultats des recherches effectuées afin de réglementer l'essai de résilience avec diverses éprouvettes (Mesnager et ISO, éprouvettes minces 5 × 10 mm et microéprouvettes 4 × 4 mm) et les essais de soudabilité d'après Kommerell et Cabelka. Le comportement des constructions en acier est examiné pour les aciers à faible teneur, au mangane, et les aciers OLX52, ainsi que pour deux cas de ruptures cassantes qui se sont produites dans l'exploitation au cours des dernières années.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 59–71

CD 625.143 :621.984.54 :539.4/.5

Miklosi, C., Boarnă, Cl. et *Moga, S.* : **L'influence de la force de refoulement sur les propriétés mécaniques des rails soudés par étincelage.**

Les auteurs étudient l'influence de la force de refoulement sur les propriétés mécaniques des rails soudés et surtout sur la résistance à la fatigue.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no.2, p. 71–74

CD 669.2/.8 :621.791.367

Săligean, Tr., Selmereanu, H., Lipovan, L. et *Csatary, G.* : **Le soudage électrique par pression des métaux non-ferreux.**

On démontre la possibilité du soudage des plaques d'argent sur les contacts électriques en utilisant une machine à souder par points et en se fondant sur la formation de l'eutectique entre les deux métaux.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no 2, p. 75–77

CD 669.15'26'74–194 :621.791.927

Hrelescu, M., Popovici, D. et *Bär, F.* : **L'alliage de l'acier doux avec le chrome et le mangane dans le cas de la soudure automatique à électrode sous forme de bande.**

On expose les résultats obtenus par l'alliage, effectué dans l'arc électrique, de l'acier doux avec le chrome et le mangane, dans le cas de la soudure à électrode sous forme de bande, en montrant qu'il est possible d'obtenir des couches de métaux hautement alliés à l'aide de l'acier doux et des flux céramiques.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 77–80

CD 621.791.75 :533.9

Popovici, D. et *Hrelescu, M.* : **Contributions à l'étude du jet de plasma.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 81–84

CD 621.791.75

Schegerin, O. : **Etude technique et économique sur l'influence qu'a la nature du courant électrique pour le soudage manuel à l'arc électrique.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 84–87

CD 621.791.75

Ivancenco, A. : **Quelques considérations pratiques sur les caractéristiques statiques de l'arc pour soudage, sur les caractéristiques extérieures des sources d'alimentation et leur comportement.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 88–94

CD 669. 14–415 :621.791 : 620.178.38

Ioviţiu, E. : **La résistance à la fatigue pulsatrice de quelques assemblages soudés aux bouts, en tôle d'acier OL38 et OLX52.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 94–97

CD 620.178.38

Bernath, Al. : **Contributions au développement des méthodes d'essai à la fatigue sous charge progressive.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 97–100

CD 621.791 : 061.6

Popovici, D. et *Moga, S.* : **Les nouveaux laboratoires de soudage du C.C.T.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 2, p. 100–101

ДК 621.791(498)

Нэдэшан, Шт. : **Сварка в Румынской Народной Республике.**

Construcţia de Maşini 16(1964), 2, 57–58

ДК 669.14 : 620.178.7 : 620.179.2

Нэдэшан, Шт.: **О стадии исследований по выявлению податливости сталей на ломкий разрыв.**

Анализируются результаты исследований проведенных в целях регламентирования испытаний по вязкости с помощью различных образцов: образцы Менаже и *ISO*, тонкие образцы 5x10 мм и микрообразцы 4x4 мм, — а также испытаний на свариваемость, по Коммереллю и Чабелка. Оценка поведения стальных конструкций рассматривается для слаболегированных марганцевых сталей, сталей *OLX* 52, а также для двух случаев ломкого разрыва, зарегистрированных зва также для двух случаев ломкого разрыва, зарегистрированных за последние годы в эксплуатации.

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 59–71

ДК 625.143 :621.984.54 :539.4.5

Миклоши, К., Боарнэ, К., Мога, С. : **Влияние силы нагнетания на механические свойства рельс, сваренных промежуточным плавлением.**

Рассматривается влияние силы нагнетания на механические свойства свариваемых рельс, главным образом на сопротивление на усталость.

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 71–74

ДК 669.2/.8 :621.791.367

Сэлэджан, Т., Сельмеряну, Х., Липован, Л., и Чатари, Г. **Электрическая пайка цветных металлов с помощью давления.**

Описывается возможность пайки серебряных пластин на электрические контакты путем использования агрегата для точечной сварки, причем используется образование эвтектика между обоими металлами.

Construcţia de Maşini 16(1964), 2, 75–77

ДК 669.15'26'74–194 :621.791.927

Хрелеску, М., Попович, Д. и Бер, Ф. : **Легирование мягкой стали с хромом и марганцем при наплавке автоматической сваркой с помощью полосового электрода.**

Описываются результаты, полученные при легировании мягкой стали с хромом и манганом в электрической дуге, в случае сварки с электродом из полосовой железной стали, причем указывается возможность получения высоколегированных металлов из мягкой стали и керамических флюсов.

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 77–80

ДК 621.791.75 :533.9

Попович, Д. и Хрелеску. М. : **К вопросу изучения плазмовой струи.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 81–84

ДК 621.791.75

Шегерин, О. : **Технико-экономическое исследование влияния природы электрического тока при ручной сварке в электрической дуге.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2 84–87

ДК 621.791.75

Иванченко, А. : **Ряд практических соображений относительно статических характеристик сварочной дуги. внешних характеристик источников питания и их поведения.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 88–94

ДК 669.14–415 :6217.91 :620.178.38

Новициу, Е. : **Пульсирующее сопротивление на усталость соединений сваренных на концах и стальных листов**

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 94–97

ДК 620.178.38

Бернат, А. : **О развитии методов испытания на усталость под прогрессивной нагрузкой.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), 2, 97–100

ДК 621.791 :061.6

Попович, Д. и Мога, С. : **Новые сварочные лаборатории Тимишоарского Технического научно-исследовательского центра.**

Construcţia de Maşini 16(1964), 2, 100–101

DC 621.791(498)

Nădăşan, Şt. : **Welding in the Rumanian People's Republic.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 57–58

DC 669.14 :620.178.7 : 620.179.2

Nădăşan. Şt. : **Some considerations concerning the stage of researches meant to determine the brittle breaking susceptibility in steels.**

The author analyses the results of researches relating to resilience tests carried out with different test pieces (Mesnager and ISO test pieces, 5×10 mm-thin test pieces and 4×4 mm-micro test pieces) and to weldability tests according to Kommerell and Čabelka. The behaviour of steel structures is analysed for low-alloyed manganese steels and OLX52 steels with special reference to two cases of brittle breaking recorded over the last few years in exploitation.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 59–71

DC 625.143 :621.984.54 :539.4/.5

Miklosi, C., Boarnă, Cl. and *Moga, S.* : **The influence of the upsetting force on the mechanical properti s of rails welded by intermediary melting.**

One studies the influence of the upsetting force on the mechanical properties of welded rails, especially on fatigue strength.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 71–74

DC 669.2/.8 :621.791.367

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Lipovan, L. and *Csatary, G* : **The electric soldering by pressure of non-ferrous metals.**

The possibility is discussed of sticking the silver plates on electrical contacts by means of a spot welding machine using the eutectic between the two metals.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 75–77

DC 669.15'26'74–194 : 621.791.927

Hrelescu, M., Popovici. D. and *Bär, F.* : **Alloying of mild steel with chromium and manganese in the automatic build-up welding with band-electrode.**

One presents the results obtained from alloying mild steel with chromium and manganese in the electric arc, in the case of welding with a mild steel electrode in band form, emphasizing the possibility of obtaining some high-alloy deposited metals from mild steel and ceramic fluxes.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 77–80

DC 621.791.75 : 533.9

Popovici, D. and *Hrelescu, M.* : **Contributions to the study of plasma jet.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 81–84

DC 621.791.75

Schegerin, O. : **A technical and economic study concerning the influence of electric current's nature on the manual arc welding.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 84–87

DC 621.791.75

Ivancenco, A. : **Some practical considerations concerning the statie characteristics of the welding arc, the external characteristics of feeding sources and their behaviour.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 88–94

DC 669.14–415 : 621.791 : 620.178.38

Ioviţiu, E. : **The pulsatory fatigue strength of some welded butt joinings made of OL38 and OLX52 steel sheets.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 94–97

DC 620.178.38

Bernath, Al. : **Contributions to the development of methods for testing the fatigue under progressive load.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 97–100

DC 621.791 : 061.6

Popovici, D. and *Moga, S.* : **The new welding laboratories of the Timishoara Center for technical research.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 2, p. 100–101

DK 621.791(498)

Nădăşan, Şt. : **Das Schweissen in der RVR.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2. S. 57–58

DK 669.14 : 620. 178.7 : 620.179.2

Nădăşan, Şt. : **Betrachtungen zum Stand der Forschungen für die Bestimmung der Trennbruchempfindlichkeit der Stähle.**

Der Verfasser analysiert die Ergebnisse der Untersuchungen zur Reglung der Festigkeitsprüfung mit verschiedenen Probekörpern (Mesnager und ISO – Probekörper, dünne Probekörper von 5×10mm und Mikroprobekörper von 4×4mm) sowie der Prüfung der Schweissfähigkeit nach Kommerell und Čabelka. Das Verhalten der Stählbauten aus schwach legierten Manganstählen und OLX52–Stählen wird an Hand von zwei, in den letzten Jahren im Betrieb verzeichneten Trennbrüchen untersucht.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 59–71

DK 625.143 : 621.984.54 :539.4/.5

Miklosi, C., Boarnă, Cl. und *Moga, S.* : **Der Einfluss der Druckkraft auf die mechanischen Eigenschaften der durch Einschmelzung geschweisst Schienen.**

Es wird der Einfluss der Druckkraft auf die mechanischen Eigenschaften der geschweissten Schienen, vor allem auf die Ermüdungsfestigkeit untersucht.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 71–74

DK 669.2/8 : 621.791.367

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Lipovan, L und. *Csatary, G.* : **Elektrisches Druckschweissen der Nichteisenmetalle.**

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, Silberplatten auf elektrische Kontakte mit Hilfe einer Punktschweissmaschine durch Bildung des Eutektikums zwischen den beiden Metallen anzuschweissen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 75–77

DK 669.15'26'74 – 194 : 621.791.927

Hrelescu, M., Popovici, D. und *Bär, F.* : **Die Legierung des weichen Stahls mit Chrom und Mangan durch automatisches Aufschweissen mit Bandelektrode.**

Die Verfasser beschreiben die Ergebnisse beim Legieren des weichen Stahls mit Chrom und Mangan im Lichtbogen bei Verwendung einer Bandelektrode aus weichem Stahl. Dabei wird auf die Möglichkeit hingewiesen, hochlegierte Anschweissmetalle aus weichem Stahl und Keramikfluss zu erzielen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 77–80

DK 621.791.75 : 533.9

Popovici, D. und *Hrelescu, M.* : **Beiträge zum Studium des Plasmastrahls.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 81–84

DK 621.791.75

Schegerin, O. : **Technisch-wirtschaftliche Untersuchung des Einflusses der Kraftstromart beim manuellen Lichtbogenschweissen.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 84–87

DK 621.791.75

Ivancenco, A. : **Einige praktische Erwägungen im Zusammenhang mit den statischen Kenndaten des Schweisslichtbogens auf die äusseren Kenndaten der Energiequelle und deren Verhalten.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H.2, S. 88–94

DK 669.14–415 : 621.791 : 620.178.38

Ioviţiu, E. : **Ermüdungsfestigkeitsprüfung bei rasch wechselnder Zug-Druck-Belastung der Stumpfschweissstellen von Stahlbleche OL38 und OLX52.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 94–97

DK 620.178.38

Bernath, Al : **Beiträge zur Entwicklung der Prüfverfahren der Ermüdung unter ansteigender Belastung.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H.2, S. 97–100

DK 621.791 :061.6

Popovici, D. und *Moga, S.* : **Die neuen Schweisslaboratorien des technischen Forschungszentrums in Timişoara.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 2, S. 100–101

CZ 621.791 (498)

Sudura în Republica Populară Romînă

În economia Republicii Populare Romîne, sudarea ca procedeu de îmbinare se aplică pe o scară largă în toate domeniile industriei. Drept cifră de comparație se poate arăta că consumul de electrozi a crescut în perioada 1959—1963 cu 110%. În aceeași perioadă, ritmul de răspîndire a utilizării sudurii automate, definită prin creșterea cantității de sîrmă de sudură, a fost de 155%. Folosirea sudurii în R.P.R. este favorizată prin introducerea în economia țării a unui oțel sudabil de rezistență ridicată și printr-o industrie proprie de electrozi și de utilaje de sudură.

Departe de a epuiza numeroasele realizări ale industriei noastre din ultimii ani, la care sudura are un rol de o deosebită importanță tehnică și economică, se menționează primele poduri de cale ferată sudate, furnalele și turbosuflantele lor în construcție sudată, turbine de apă, turle de foraj, cazane și recipienți de mare presiune, vagoane cisterne de mare tonaj, nave maritime, sute de kilometri de cale ferată fără joante pentru rețeaua feroviară, precum și conducte de gaz pentru rețeaua republicană.

Introducerea cît mai largă a sudurii în industria romînească este larg sprijinită de ministere, studiată de institutele de cercetare, aplicată de institutele de proiectare; ea este îmbrățișată de Ministerul Învățămîntului, de Comitetul național al inginerilor și tehnicienilor și de toți inginerii și tehnicienii din producție. De menționat sînt rolul crescînd pe care îl au laboratoarele de uzină la controlul periodic al meseriașilor sudori și la controlul calitativ al executării acestor operații în întreprinderi — prin diverse metode de cercetare, prin distrugere și pe cale nedistructivă — și, de asemenea, activitatea Inspectoratului de stat pentru cazane și aparate de ridicat, care execută controlul și verificarea construcțiilor sudate.

La technique du soudage dans la République Populaire Roumaine

Dans l'économie de la République Populaire Roumaine, le procédé d'assemblage par soudure est appliqué dans tous les domaines de l'industrie. Comme chiffre comparatif concluant on peut indiquer celui de la consommation d'électrodes qui marque, pour la période 1959—1963, une augmentation de 110%. Durant la même période, le rythme selon lequel le procédé de soudage automatique s'est répandu dans l'industrie a été de 155%, en prenant pour base de calcul l'augmentation de la quantité de fil à souder. L'emploi du soudage est favorisé en Roumanie par l'introduction dans l'économie du pays d'un acier à souder de haute résistance, et par une industrie propre d'électrodes et d'outillage de soudure.

Sans vouloir épuiser la liste des nombreuses réalisations des dernières années, pour lesquelles le soudage présente une importance technique et économique particulière, on mentionne seulement les premiers ponts soudés de chemins de fer, les hauts fourneaux et leurs turbosoufflantes en construction soudée, les turbines à eau, les derricks, les chaudières et les récipients pour haute pression, les wagons — citernes et les wagons de grand tonnage, les navires de mer, des centaines de kilomètres de rails sans joints, ainsi que des conduites de gaz pour le réseau républicain.

L'introduction de la soudure dans l'industrie roumaine est encouragée par les ministères, étudiée par les instituts de recherche et appliquée par les instituts qui établissent les projets; elle est adoptée par le Ministère de l'Enseignement, par le Comité national des ingénieurs et des techniciens, et par tous les ingénieurs et les techniciens qui participent au processus de la production. Il faut aussi remarquer le rôle sans cesse accru des laboratoires d'usine en ce qui concerne le contrôle périodique des soudeurs et le contrôle qualitatif de toutes les opérations de soudage dans les entreprises — par diverses méthodes destructives ou non-destructives — ainsi que l'activité de l'Inspection d'état pour chaudières et engins de levage qui exécute le contrôle et la vérification des constructions soudées.

Cercetări în domeniul sudurii precum și încercări de metale se fac la Institutul de cercetări tehnologice de construcții de mașini din București al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini, la Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R., la Catedra de sudură a Institutului politehnic din același oraș. Unele cercetări legate nemijlocit de cerințele producției se fac chiar în laboratoarele de uzină.

Activitatea și colaborarea unităților și instituțiilor cu preocupări în domeniul sudurii, de la aplicațiile practice pînă la cercetări, sînt reflectate prin cele patru consfătuiri de sudură și încercări de metale, organizate în perioada 1956—1962, devenite tradiționale. Ele s-au dovedit a fi un prilej binevenit pentru prezentarea realizărilor și pentru un schimb de experiență și de păreri între toți specialiștii. Astfel, la ultima consfătuire din anul 1962 au participat peste 250 de ingineri și tehnicieni din țară; au mai participat, cu referate, și numeroși specialiști din U.R.S.S., R.D.G., R.S.C., R.P.U., R.P.P. și R.P.B. La aceste consfătuiri au fost prezentate și discutate referate care au cuprins probleme legate de sudarea cu arc electric și prin presiune, de tăierea cu gaze și arc electric, prin procedee obișnuite și speciale, a oțelurilor obișnuite și speciale, în construcții metalice, mecanice, navale și de beton armat, la utilaje petroliere, energetice și electrice, la vehicule, șine și conducte, precum și probleme privind utilajul de sudură, protecția muncii și pregătirea cadrelor.

În domeniul încercărilor de metale, referatele au avut ca subiect aspecte ale metodicii cercetărilor proprietăților statice și dinamice, cercetări defectoscopice, cercetarea sudabilității, probleme legate de măsurări tensometrice și prezentarea unor aparate și mașini pentru încercări mecanice.

Republica Populară Romînă, prin Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R., este membră a Institutului internațional de sudură, cu sediul în orașele Londra și Paris. Adunarea generală anuală a acestui Institut se organizează în acest an la Praga. Cu această ocazie, revista Construcția de Mașini prezintă cîteva lucrări care reflectă o parte a activității din ultimul an a inginerilor și cercetătorilor romîni în domeniul sudării și încercărilor de metale.

Cercetătorii, inginerii, tehnicienii și muncitorii în aceste specialități, din Republica Populară Romînă, urează muncă rodnică adunării generale anuale din 1964 a Institutului internațional de sudură.

Academician **Ștefan Nădășan**
Director al Centrului de cercetări tehnice
din Timișoara al Academiei R.P.R.

Les recherches sur la soudure et les essais de métaux sont effectués par l'Institut de recherches technologiques pour la construction des machines de Bucarest, qui appartient au Ministère de l'Industrie des Constructions de Machines, par le Centre de recherches techniques de Timișoara, qui appartient à l'Académie de la République Populaire Roumaine, par l'Institut polytechnique de Timișoara (la chaire de soudure). Les recherches qui ont un rapport immédiat avec la production sont exécutées dans les laboratoires d'usine.

L'activité et la collaboration des institutions et des unités où le problème de la soudure se pose sont reflétées par les quatre conférences de soudure et d'essais de métaux organisées durant la période 1956 — 1962 et devenues traditionnelles. Elles ont constitué une excellente occasion pour passer en revue les réalisations et pour un large échange d'expériences et d'opinions entre les spécialistes. Plus de 250 ingénieurs et techniciens roumains ont participé à la dernière conférence tenue en 1962; de nombreux spécialistes soviétiques, allemands, tchécoslovaques, hongrois, polonais et bulgares ont pris part aux travaux. Des rapports ont été présentés concernant le soudage à l'arc électrique et par pression, le coupage au gaz et à l'arc électrique des aciers par procédés communs ou spéciaux, le domaine des constructions métalliques, mécaniques, navales et en béton armé, celui des outillages pétroliers, énergétiques et électriques, les véhicules, les rails et les conduites, les problèmes de l'outillage de soudure, de la sécurité du travail et de l'enseignement professionnel.

Pour les essais de métaux, les rapports ont discuté les aspects de la méthodologie de la recherche des propriétés statiques et dynamiques, les recherches de défectoscopie, d'aptitude à la soudure, les mesurages tensiométriques et quelques appareils et machines pour essais mécaniques.

Par l'intermédiaire du Centre de recherches techniques de Timișoara, la République Populaire Roumaine est membre de l'Institut international de soudure dont le siège est à Londres et à Paris. L'assemblée générale annuelle de l'Institut a lieu cette année à Prague. A cette occasion, la revue „La Construction de Machines" publie plusieurs études qui montrent une partie de l'activité récente des ingénieurs et des chercheurs roumains relativement à la soudure et aux essais de métaux.

Les chercheurs, ingénieurs, techniciens et ouvriers roumains spécialisés dans ces domaines souhaitent à l'assemblée des travaux fructueux.

Académicien **Ștefan Nădășan**
Directeur du Centre de recherches techniques
de Timișoara, de l'Académie de la R.P.R.

CZ 669.14 : 620.178.7 : 620.179.2

Considerații asupra stadiului cercetărilor pentru evidențierea susceptibilității la ruperea casantă a oțelurilor

ȘTEFAN NĂDĂȘAN

Importanța deosebită a asigurării rezistenței construcțiilor metalice în exploatare a determinat organizarea și în R.P.R. de cercetări în vederea evidențierii susceptibilității la ruperea casantă, comportare care nu poate fi apreciată pe baza caracteristicilor mecanice obișnuite și a compoziției chimice.

Cercetările întreprinse s-au orientat în principal asupra oțelurilor carbon obișnuite și a oțelurilor slab aliate cu mangan, destinate construcțiilor sudate, urmărindu-se alegerea unor încercări mecanice concludente pentru aprecierea susceptibilității la ruperea casantă.

Cercetările sînt încă în curs de desfășurare, iar rezultatele obținute pînă în prezent constituie doar elemente de bază pentru o viitoare reglementare a metodicii de încercare și clasificare a oțelurilor în funcție de susceptibilitatea la ruperea casantă.

În general, condițiile de apreciere a comportării oțelurilor, acceptate în industrie, se referă numai la caracteristicile mecanice uzuale (rezistență, limită de curgere, alungire, gîtuire și unghi de îndoire) și la compoziția chimică. Pentru oțelurile utilizate la construcții de răspundere se impun, în baza recomandărilor din standardele apărute în ultimii ani, anumite condiții suplimentare referitoare la compoziția chimică și la valorile pentru reziliența determinată la temperatura normală sau joasă (STAS 500—63—„Oțel carbon obișnuit" ; STAS 6928—64—„Oțel aliat pentru construcții").

Condițiile referitoare la compoziția chimică asigură, în general, o sudabilitate bună a oțelurilor nealiate și a celor slab aliate cu mangan, specificînd atît conținutul fiecărui element în parte, cît și limitele cumulative pentru carbon și siliciu la oțelurile nealiate, respectiv siliciu și mangan pentru oțelurile slab aliate cu mangan, cum și conținuturile reziduale de crom, nichel, cupru și arsen.

Încercările de reziliență se practică, în general, la recepția produselor laminate cu grosimi de 12—25 mm, pe epruvete prelevate în starea de livrare a oțelurilor. Valorile limită pentru reziliență sînt standardizate, deocamdată, numai pentru încercări executate la temperatura normală, pe epruvete cu crestătură rotunjită, după Mesnager, epruvetă standardizată în R.P.R.

Efectuarea încercărilor de reziliență la temperaturi coborîte și după deformare plastică la rece — pentru determinarea sensibilității la îmbătrînire — este recomandată în standardele de oțeluri, fără să se specifice însă valorile limită. Metodica acestor încercări a fost standardizată riguros în ultimii ani și se urmărește acumularea de material experimental pentru fixarea valorilor limită concludente pentru diversele oțeluri. În industrie s-a adoptat drept valoare minimă de reziliență 3,5—4 kgfm/cm², pe epruvetă Mesnager KCU 30/2 la —20°C și chiar la —40° C pentru oțelurile utilizate în construcții expuse în exploatare direct unor asemenea temperaturi. Încercări de acest fel sînt recomandate pentru controlul recipientelor sub presiune, al macaralelor, al podurilor, al elementelor șasiului și boghiurilor de locomotivă, cum și al altor construcții metalice de răspundere. Pe lîngă această valoare limită prescrisă oricărei încercări, se mai indică în normele de recepție și valoarea medie a rezilienței pentru o serie de trei încercări, în funcție de calitatea oțelului.

În afară de aceste încercări, se mai recurge, pentru oțelurile destinate construcțiilor sudate, la examinarea sudabilității. Dintre numeroasele probe preconizate în publicațiile de specialitate, s-au introdus în industria R.P.R. numai încercările de îndoire a sudurii de încărcare, după Kommerell, și încercările cu serii reduse de probe de rezistență, după Čabelka; alte încercări de sudabilitate se mai practică sporadic și, în special, în cadrul lucrărilor de cercetare.

Introducerea încercării de reziliență pentru aprecierea susceptibilității la ruperea casantă a fost abordată printr-o serie de cercetări ample asupra condițiilor de reglementare univocă a metodicii. S-au considerat deosebit de oportune aceste investigații preliminare, pentru a se elimina orice dubiu la interpretarea rezultatelor.

Cercetările comparative pe epruvete ISO și Mesnager, întreprinse de Oficiul de stat pentru standarde în anii 1957—1959 [1], au urmărit, pe un număr de 19 oțeluri aliate și nealiate, evidențierea legitimității rezultatelor și comparabilitatea lor. Ținînd seamă de marea dispersie a rezultatelor încercărilor de reziliență, examinarea s-a efectuat pe serii de cîte 20 epruvete ISO și Mesnager prelevate din aceleași semifabricate (bară și tablă), tipul crestăturii fiind alternat în ordinea prelevării. Prin această alternare s-a căutat să se elimine influența neomogenității materialului în lungul semifabricatului.

Compozițiile chimice ale oțelurilor încercate și caracteristicile mecanice respective sînt indicate în tabela 1.

Tabela 1'

Oțelul		Forma	Compoziția chimică, %							Tracțiunea				Rezilienta, kgfm/cm²			
										σ_r	σ_c	δ_5		15 kgfm		30 kgfm	
marca	STAS		C	Si	Mn	Cr	Mo	P	S	kgf/mm		%		M	ISO	M	ISO
OLC16	880—49	bară ∅ 16 mm	0,15	0,27	0,54	0,07	—	0,03	0,04	46,1 46,2	32,5 33,1	35,0 30,0	66,4 67,5	—	—	22,7	15,4
OLC25	880—60	bară ∅ 15 mm	0,22	0,30	0,69	—	—	0,04	0,04	42,6 43,0	29,9 30,0	40,0 40,8	68,5 67,5	14,4	20,1	15,4	22,8
OLC35	880—60	bară ∅ 15 mm	0,33	0,23	0,57	—	—	0,03	0,03	58,9 59,2	40,1 42,8	30,0 28,6	56,5 58,4	9,9	14,3	10,7	14,6
OLC45	880—60	bară ∅ 15 mm	0,45	0,27	0,62	—	—	0,03	0,04	64,6 65,2	46,2 46,8	30,0 26,4	57,6 53,7	8,5	13,1	9,8	13,9
OLC60	880—49	bară ∅ 15 mm	0,56	0,36	0,72	—	—	0,03	0,04	84,7 85,0	— —	16,0 14,8	37,6 34,4	4,21	3,19	4,18	3,24
41MoC11	792—49	bară ∅ 15 mm	0,38	0,34	0,59	0,96	0,23	0,04	0,02	71,9 82,1	— —	22,4 17,2	69,7 61,6	—	—	16,0	10,6
20MoC12	792—49	bară ∅ 15 mm	0,20	0,30	0,85	1,14	0,30	0,03	0,03	89,8 90,7	— —	18,0 17,6	51,0 48,2	8,79	6,89	8,99	7,17
33MoC11	792—49	bară ∅ 15 mm	0,34	0,28	0,59	1,07	0,18	0,04	0,02	91,3 92,0	— —	16,4 13,8	53,7 51,0	4,35	3,77	4,18	4,08
13CN25	793—53	bară ∅ 15 mm	0,15	0,21	0,32	0,81	Ni 2,48	0,03	0,02	84,7 86,6	— —	24,4 22,6	52,9 50,3	10,8	16,1	11,4	16,6
35CN25	793—53	bară ∅ 15 mm	0,36	0,19	0,51	0,73	Ni 2,53	0,02	0,03	121,1 123,2	— —	16,4 14,8	31,4 28,6	3,8	5,1	4,0	5,2
Arc l	795—62	bară ∅ 15 mm	0,58	1,53	0,66	1,06	V 0,18	0,02	0,03	121,9 124,4	— —	21,0 18,2	53,5 50,3	2,3	3,3	2,3	3,5
13CO4	872—49	bară ∅ 15 mm	0,17	0,25	0,43	0,38	—	0,04	0,04	66,2 66,7	— —	12,8 —	59,5 58,8	10,2	16,6	9,8	16,5
40C10	873—53	bară ∅ 15 mm	0,39	0,29	0,56	0,96	—	0,03	0,03	99,1 101,2	— —	19,8 16,0	64,4 62,1	8,5	10,0	9,4	10,5
40MC11	873—53	bară ∅ 15 mm	0,36	0,55	1,05	1,21	—	0,03	0,03	63,3 70,5	— —	28,8 25,2	55,8 42,7	4,1	5,0	4,1	5,1
50VC11	873—53	bară ∅ 15 mm	0,47	0,33	0,66	1,17	0,022	0,03	0,03	79,3 90,0	— —	15,0 11,6	40,6 31,4	3,9	4,7	3,9	4,9
OLK1	2883—62	tablă de 14 mm	0,09	0,21	0,48	—	—	0,03	0,03	41,0 43,2	26,3 27,9	38,8 35,4	67,0 61,0	—	—	15,3	20,5
OLK2	2883—62	tablă de 14 mm	0,16	0,27	0,51	—	—	0,04	0,04	38,8 40,1	28,6 30,6	37,4 31,0	69,8 61,5	—	—	11,0	14,4
OLX52	438—61	platbandă de 12 mm	0,20	0,55	1,31	0,09	Ni 0,30	0,05	0,03	59,5 64,0	38,0 41,5	27,0 20,0	52,1 48,0	—	—	11,6	19,5

Din analiza valorilor rezilienţelor determinate, s-a reliefat o comportare mai concludentă a epruvetelor cu crestături de 5 mm adîncime (epruvetele de tip ISO). Cu toate că mărimea adîncimii crestăturii determină o reducere a cîmpului de măsură, o scădere a valorii rezilienţei; totuşi, dispersia rezultatelor rămîne sistematic mai redusă decît cea evaluată pe epruvete Mesnager (fig. 1). De fapt, această majorare a adîncimii crestăturii evidenţiază comportarea casantă a oţelului, provocînd o rupere completă a epruvetelor ISO la orice oţel examinat. În schimb, la epruvetele Mesnager se mai manifestă şi o comportare tenace a straturilor comprimate, care împiedică ruperea completă la încercare; epruvetele cu ruperi parţiale prezintă, în general, o variaţie largă a valorilor de rezilienţă, dependentă de condiţiile locale de deformare plastică a straturilor. În special, la examinarea tablelor, se remarcă comportări foarte variate întrucît ruperea progresează în mod diferit în funcţie de stratificările existente, manifestîndu-se o tendinţă de deviere a planului de rupere în lungul unui strat.

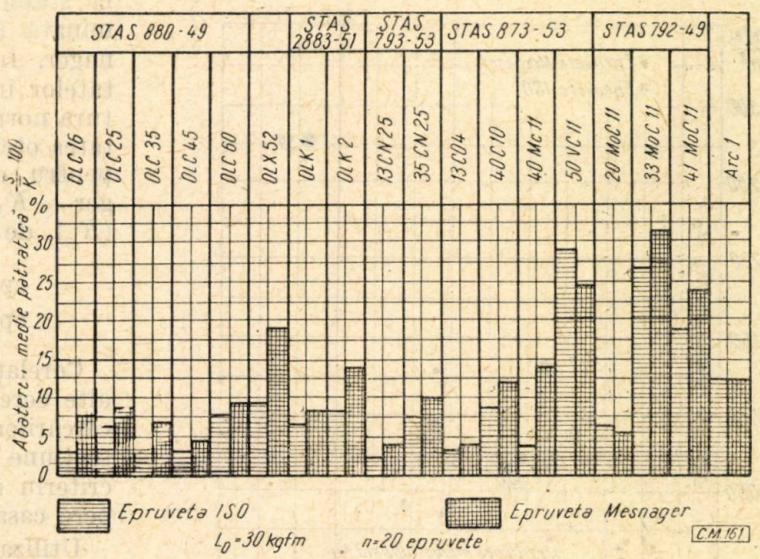


Fig. 1

În figura 1 se evidenţiază variaţia abaterii medii pătratice la încercările de rezilienţă la epruvetele ISO (haşuri orizontale) şi Mesnager (haşuri perpendiculare), pentru $L_0 = 30$ kgfm şi $n = 20$ epruvete.

O convertire riguroasă între rezilienţa determinată pe epruvete ISO şi pe epruvete Mesnager nu a putut fi stabilită. În general, între valorile medii ale majorităţii oţelurilor examinate (fig. 2) se poate accepta o relaţie liniară de corespondenţă de forma:

$$K_{ISO} = 0{,}7\, K_{Mesnager}.$$

Pe această dreaptă nu se înscriu rezilienţele determinate la oţelurile austenitice şi la epruvetele prelevate din table de cazan.

Ţinînd seamă de eficienţa adîncimii crestăturii pentru aprecierea comportării casante, se preconizează în ultimii ani, în practica încercărilor de recepţie, examinarea ambelor tipuri de epruvete, tinzîndu-se la adoptarea epruvetei ISO ca epruvetă normală.

Influenţa energiei de lovire a ciocanului-pendul asupra rezilienţei a fost analizată pe baza unor încercări ample, executate de Laboratorul de încercări de materiale din Timişoara al Institutului de metrologie [2]. S-au examinat comparativ valorile rezilienţei determinate la o energie de lovire de 15 kgfm şi 30 kgfm, pe serii de cîte 10 epruvete ISO şi Mesnager, prelevate alternativ din bare laminate din oţeluri de diferite calităţi, oţeluri nealiate şi aliate.

Compoziţiile chimice ale oţelurilor şi caracteristicile lor mecanice sînt cele din tabela 1. Certitudinea statistică a împrăştierii seriilor de epruvete încercate în aceleaşi condiţii — acelaşi tip de epruvetă şi aceeaşi energie — pentru evaluarea diferenţelor dintre valorile medii ale rezilienţelor stabilite pentru cele două energii este indicată în figura 3, în care apare variaţia

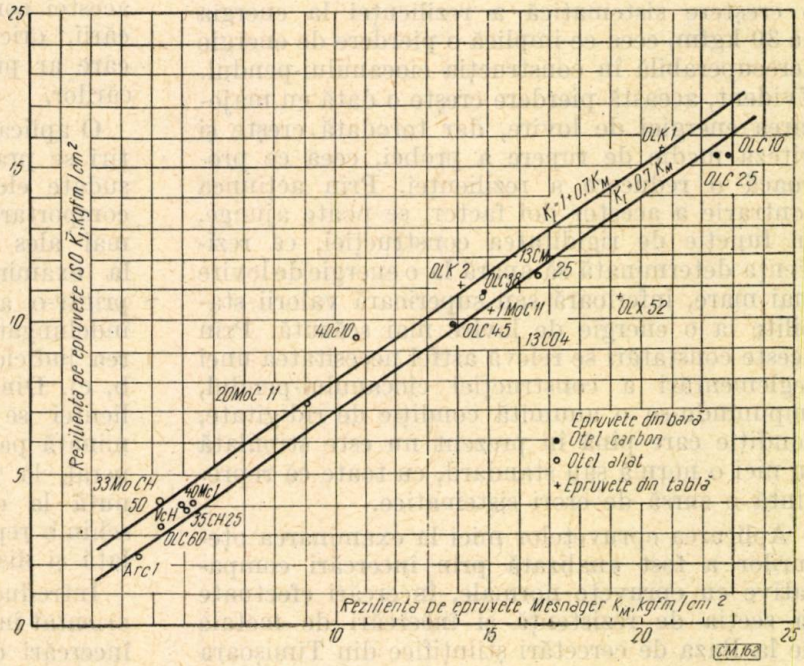


Fig. 2

diferenței $\overline{K}_{30}-\overline{K}_{15}$ în funcție de $\overline{K}_0$, valoare medie globală.

Din analiza statistică a rezultatelor reiese că diferențele $\overline{K}_{30}-\overline{K}_{15}$ sînt semnificative numai pentru valori ale rezilienței mai mari decît

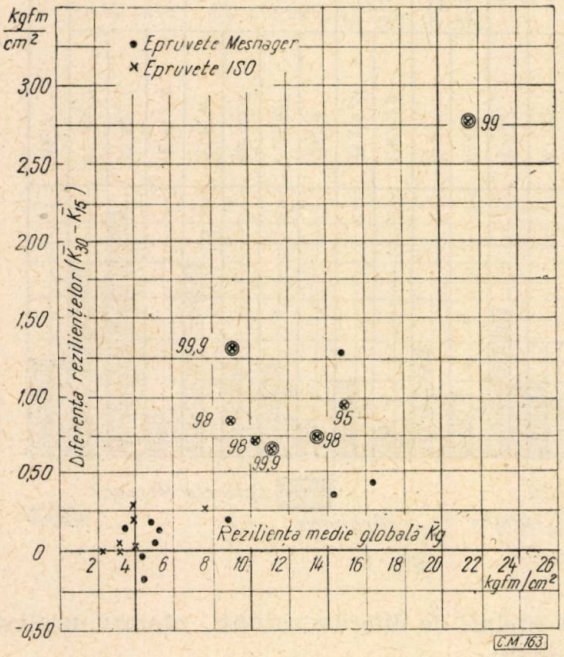


Fig. 3

8 kgfm/cm², la care se ating nivele de încredere mai mari decît 99%, ceea ce permite aprecierea diferenței $\overline{K}_{30}-\overline{K}_{15}$ ca o diferență sistematică și nu accidentală. Asemenea constatări pe un număr redus de încercări de oțeluri au fost înregistrate și în alte publicații. Spre deosebire de alte cercetări, încercările efectuate au marcat o creștere sistematică a rezilienței la energia de 30 kgfm, ceea ce implică o pierdere de energie nerecuperabilă în construcția ciocanului-pendul. Evident, această pierdere crește o dată cu majorarea energiei de lovire, dar totodată crește și viteza medie de rupere a probei, ceea ce provoacă o reducere a rezilienței. Prin acțiunea contrarie a acestor doi factori se poate ajunge, în funcție de rigiditatea construcției, ca reziliența determinată să apară la o energie de lovire mai mare, inferioară sau superioară valorii stabilite la o energie de lovire mai scăzută. Prin aceste constatări se relevă astfel necesitatea unei reglementări a construcției ciocanului-pendul, impunîndu-se o anumită condiție de ridigitate, condiție care pînă în prezent nu este stipulată în nici o normă sau standard, cu toate că reprezintă o sursă de erori sistematice.

Aplicarea epruvetelor mici la examinarea oțelurilor a fost analizată prin încercări comparative cu epruvete normale, încercări efectuate la secția de rezistență și încercări de metale de la Baza de cercetări științifice din Timișoara a Academiei R.P.R. [3]. S-au prelevat cîte 150 microepruvete cu dimensiunile de $4\times4\times24$ mm și o crestătură de 1,25 mm adîncime, rotunjită la capăt cu o rază de 0,15 mm. Aceste microepruvete au fost confecționate din capetele rupte ale epruvetelor normale, încercate la stabilirea corelației dintre reziliența determinată pe epruvete ISO și pe epruvete Mesnager. În baza unei analize statistice a rezultatelor încercării microepruvetelor la temperatura normală (20°C), s-a stabilit pentru majoritatea oțelurilor o corelație liniară între reziliența pentru epruvete normale (ISO — K_I, Mesnager — K_M) și aceea evaluată pe microepruvete (K_m), de forma (fig. 4):

$$\text{epruvete Mesnager } K_M = 2{,}5\ K_m;$$
$$\text{epruvete ISO } K_I = 1{,}75K_m.$$

Corelația stabilită, confirmată de altfel și de alte cercetări publicate, permite extinderea încercărilor de reziliență și la produse laminate cu secțiune transversală redusă, oferind astfel un criteriu de examinare a susceptibilității la rupere casantă.

Utilizarea încercărilor de reziliență la produse laminate cu grosimi sub 12 mm constituie o permanentă cerință a controlului de calitate. Pentru a satisface acest deziderat, pe lîngă epruveta de secțiune normală de 10×10 mm, se aplică din ce în ce mai mult, în practica de laborator, o epruvetă subțire, standardizată, cu secțiunea de 10×5 mm. Percuția ciocanului-pendul cu această epruvetă se desfășoară în condiții foarte apropiate de situația încercării epruvetelor normale: ciocanul-pendul atinge epruveta în același plan vertical, iar coborîrea centrului liniei de contact (2,5 mm) este inoperantă față de lungimea pendulului. Datorită acestei corespondențe se evită, în cursul încercării, orice pierderi suplimentare de energie, care ar putea să determine denaturarea încercărilor.

O aplicare sistematică a acestor epruvete subțiri se practică în controlul fabricației de țevi sudate electric în spirală, pentru a se preciza comportarea oțelului atît înainte de sudare, cît mai ales după sudare. Rezultatele obținute la examinarea diferitelor oțeluri au permis, printr-o analiză statistică pe o perioadă mai îndelungată de fabricație, să se aprecieze alegerea judicioasă a regimului de sudură (fig. 5 a, b, c). Din prezentarea frecvenței valorilor rezilienței se remarcă faptul că reziliența determinată pe îmbinarea sudată se situează, în general, la valori mai ridicate decît aceea obținută la examinarea materialului de bază; în schimb repartiția valorilor este mai puțin regulată și dispersia mai accentuată.

Introducerea încercărilor de sudabilitate s-a orientat în principal asupra probelor Kommerell, încercări de îndoire a sudurii de încărcare, și asupra încercărilor de reziliență în serie, după

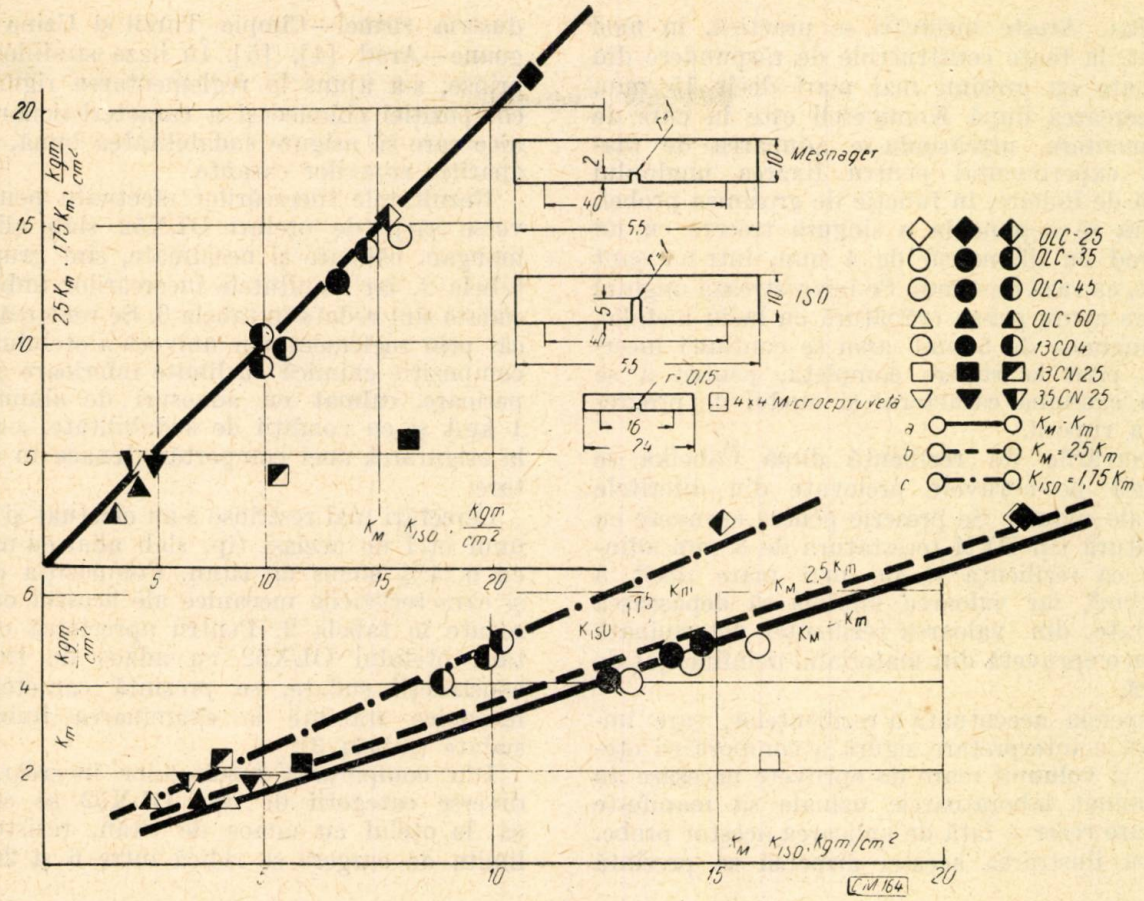
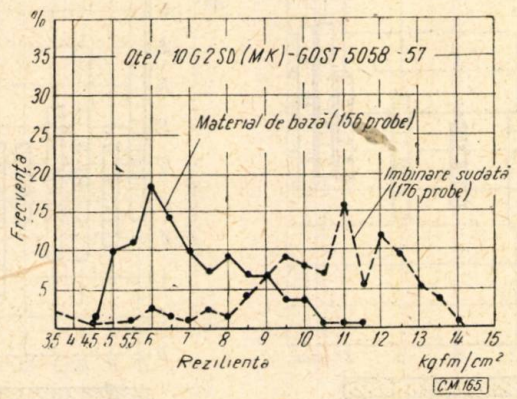
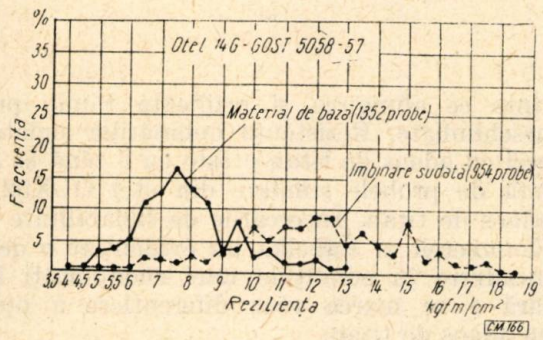


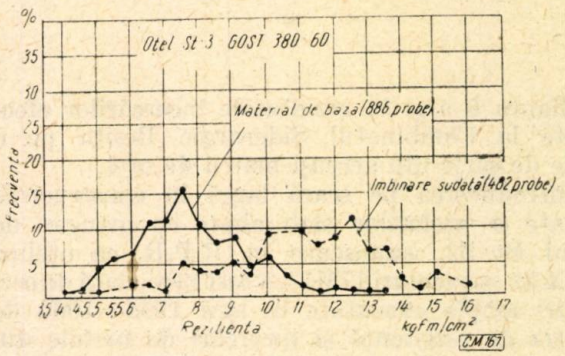
Fig. 4



a)



b)



c)

Fig. 5

Čabelka. Aceste încercări se practică, în mod curent, la toate construcțiile de răspundere din laminate cu grosimi mai mari decît 15 mm.

Încercarea după Kommerell este în curs de reglementare, urmărindu-se adunarea de material experimental pentru fixarea unghiului limită de îndoire, în funcție de grosimea probei. Sudura se depune la o singură trecere cu un electrod cu diametrul de 4 mm, într-un șanț frezat, cu raza de 4 mm. Se înregistrează unghiul la care apare prima crăpătură cu luciu metalic, cu lungimea de 5 mm, apoi se continuă încercarea pînă la rupere completă, pentru a se putea examina caracterul și modul de progresare a ruperii.

Încercările de rezilienţă după Čabelka se execută pe epruvete prelevate din diferitele zone ale sudurii. Se prescrie pentru epruvete cu crestătură tip DVM (crestătura de 3 mm adîncime) ca rezilienţa să fie mai mare decît 3 kgfm/cm², iar valoarea minimă să depășească jumătate din valoarea rezilienței determinată pentru o epruvetă din materialul neinfluențat de sudură.

Dispersia accentuată a rezilienţelor, care împiedică o interpretare sigură a comportării oțelului, și volumul mare de epruvete necesare au determinat laboratoarele uzinale să manifeste oarecare rezerve față de aplicarea acestor probe. Pentru ilustrarea acestei dispersii se prezintă

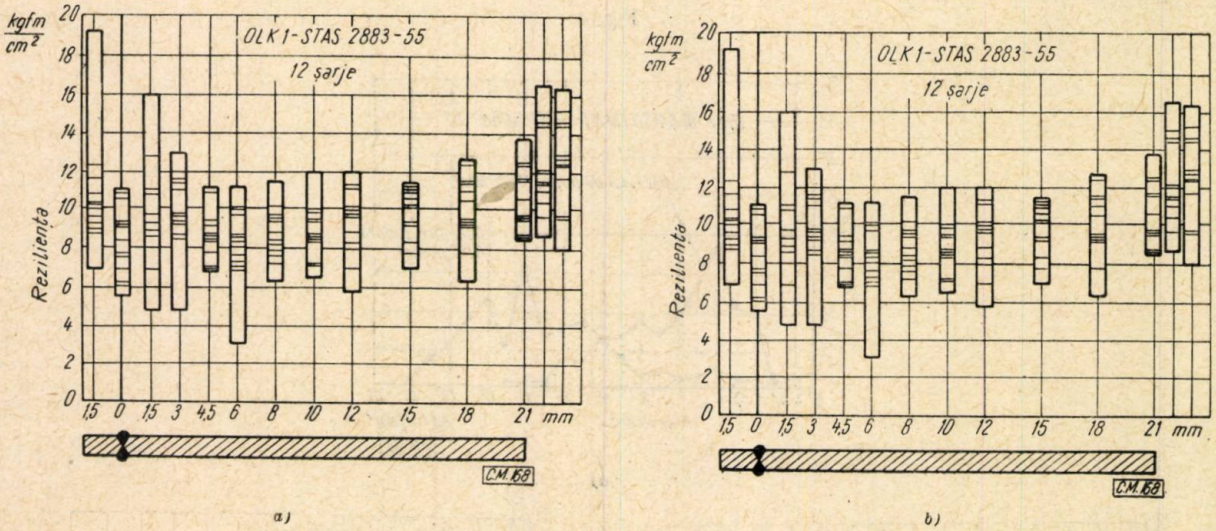


Fig. 6

în figura 6 a și b, rezultatele încercărilor efectuate la Combinatul Siderurgic Reșița pe o serie de șarje din aceeași marcă de oțel.

Introducerea pe scară largă în construcțiile sudate a oțelurilor slab aliate cu mangan de tipul St 52, cunoscute în R.P.R. ca oțeluri OLX 52 sau oțeluri 17M13, a fost precedată de cercetări ample executate în anii 1955—1960 de Secția de rezistență și încercări de metale din Timișoara a Bazei Academiei R.P.R. în colaborare cu Combinatul Siderurgic Reșița, Industria sîrmei—Cîmpia Turzii și Uzina de vagoane—Arad [4], [5]. În baza studiilor întreprinse, s-a ajuns la reglementarea riguroasă a compoziției chimice și a caracteristicilor mecanice care să asigure sudabilitatea bună, evitînd apariția ruperilor casante.

Rezultatele încercărilor efectuate pentru diverse șarje de oțeluri OLX52 slab aliate cu mangan, calmate și necalmate, sînt grupate în tabela 2, iar rezultatele încercărilor îmbinărilor sudate sînt redate în tabela 3. Se remarcă faptul că, prin reglementarea univocă a oțelului, cu o compoziție chimică cu limite inferioare și superioare, calmat cu adaosuri de aluminiu de 1 kg/t și cu condiții de sudabilitate, s-a ajuns la asigurarea unei comportări tenace în exploatare.

Cercetări mai restrînse s-au efectuat și asupra unui oțel de același tip, slab aliat cu mangan, cu 0,14% adaos de titan. Compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale acestui oțel sînt redate în tabela 2. Pentru aprecierea comportării oțelului OLX52 cu adaos de titan, în construcții sudate, se prezintă caracteristicile mecanice stabilite la examinarea îmbinărilor sudate (tabela 3).

Din compararea rezultatelor încercărilor cu diverse categorii de oțel OLX52 se constată că, la oțelul cu adaos de titan, rezistența și limita de curgere se ridică între 6 și 20%, în timp ce alungirea și rezilienţa rămîn practic neschimbate. Rezistența îmbinărilor sudate din oțel cu adaos de titan crește cu 6 pînă la 33%, față de probele similare din oțel OLX52 fără adaos de titan. Încercările de sudabilitate după Kommerell și Čabelka au evidențiat o deplină încadrare în condițiile unei sudabilități bune, fără a se marca vreo diferențiere a oțelului cu adaos de titan.

Utilizarea pe scară largă a oțelului slab aliat cu mangan, calmat cu aluminiu, în

Tabela 2

Numărul șarjei	Elaborare	Compoziția chimică, %								Grosimea probei	Proprietăți mecanice									
		C	Mn	Si	Cu	S	P	Ni	Cr		σ_g, kgf/mm²		σ_c, kgf/mm²		σ_{10}, %		Îndoire, $\alpha°$		Reziliența, kgfm/cm²	
											long.	transv.	long.	transv.	long.	transv.	long.	transv.	long.	transv.
condiții recepție	granulație fină	0,16–0,20	1,3–1,5	0,40–0,60	maximum 0,50	0,04	0,04	—	—	18 18–25	52 52	63 64	36 35	— —	24 23	21 20	180 2 a	180 2 a	—	—
3190	normală	0,17	1,37	0,49	0,52	0,026	0,04	0,30	0,09	12–25	51–54	51–52	34–35	—	28–30	25–26			17–19	5–7
3195	normală	0,18	1,35	0,49	0,26	0,025	0,036	0 29	0,10	12–25	50–64	50–64	33–41	33–39	22–32	22–31			14–19	6–8
3211	normală	0,22	1,38	0,39	0,41	0,025	0,034	0,25	0,09	12–25	62–64	53–58	38–40	35–38	22–28	20–22			9–13	6–7
3215	normală	0,20	1,31	0,55	0,45	0,030	0,05	0,30	0,09	12–25	59–61	61–62	38–41	38–41	27–29	24–27	α_{2a} 180°		11–18	6–7
31443	calmată granulație fină	0,19	1,30	0,55	0,30	0,02	0,02	0,24	0,08	12–25	57–60	54–58	40–43	39–43	22–26	19–22			14–18	6–15
31445	calmată granulație fină	0,20	1,30	0,51	0,49	0,02	0,022	0,27	0,13	12–25	55–61	56–59	36–46	39–43	23–31	19–24			7–17	6–16
41486	calmată granulație fină	0,22	1,32	0,53	0,30	0,019	0,036	0,25	0,08	12–25	57–59	56–58	39–43	38–39	24–27	15–20			14–19	7–9
42297	calmată, adaos Ti	0,19	1,50	0,50	0,49	0,029	0,028	Ti = 0,14		13–25	59–64	62–64	46–51	47–50	23–24	20–21	180 ; 2a		16–25	11–17

construcții de răspundere, a dat deplină satisfacție, fără a se înregistra ruperi casante, asigurîndu-se astfel economii importante prin reducerea greutății proprii a construcțiilor. Pînă în prezent, oțelul cu adaos de titan nu a ajuns

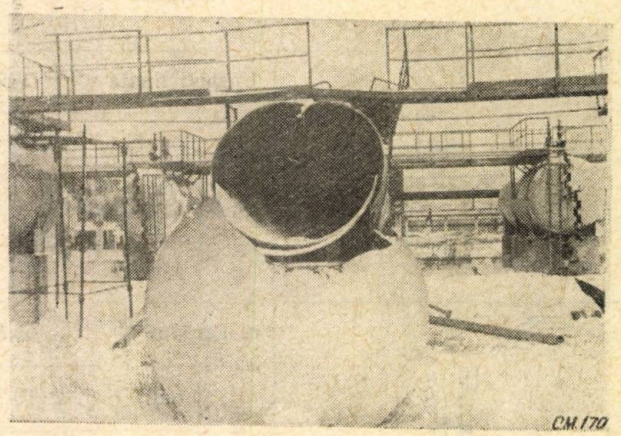


Fig. 7

să fie încadrat în programul de elaborare curentă și comportarea lui în exploatare nu poate fi apreciată.

Urmărirea ruperilor în exploatarea diferitelor construcții metalice de răspundere se execută în mod oficial și sistematic prin organele Inspectoratului de stat pentru cazane și instalații de ridicat din Direcția generală de metrologie, standarde și invenții. În general, identificarea unor ruperi casante se bazează pe analiza condițiilor de solicitare în momentul avariei (starea de solicitare, temperatura ambiantă, acțiunile dinamice), prin examinarea secțiunii de rupere și identificarea naturii materialului cu ajutorul încercărilor de tracțiune, reziliență, în-

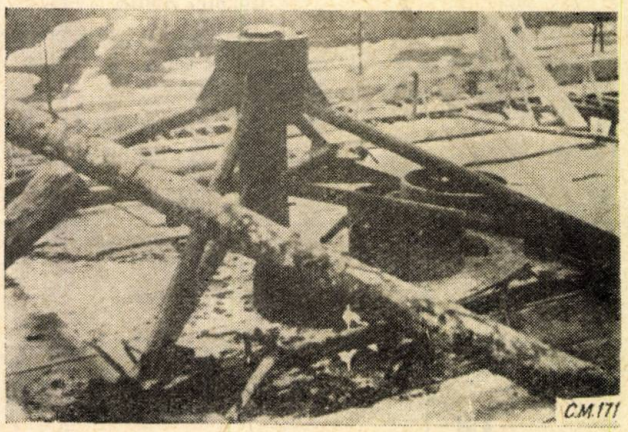
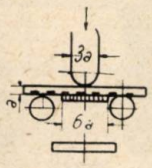
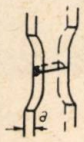
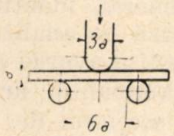
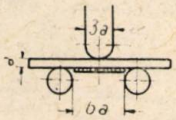
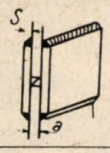
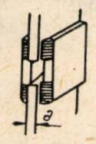


Fig. 8

doire, analiză chimică și metalografică. Pentru ilustrarea modului de diferențiere a ruperilor casante, se indică rezultatele examinării în două cazuri survenite în ultimii ani.

Tabela 3

Încercarea	Oțelul		OLX52 calmat						OLX52 cu 0,14% Ti			
	grosimea tablei		12 mm			25 mm			13 mm		25 mm	
	electrod		EL50A	ELX52	FoxEV50	EL50A	ELX52	FoxEV50	X55B	X55Ti	X55B	X55Ti
	Unghiul limită α°		142	76	114	80	36	60	145	40	40	20
	nr. epruvetelor	total	8	7	5	6	6	8	3	3	3	3
		cu crăpături	—	3	1	1	—	—	2	1	3	—
		rupere	—	—	1	2	5	4	1	2	—	3
	σ_r kgf/mm²		55,8	54,7	58,8	53,5	55,0	57,7	66,2	60,3	63,4	61,6
	nr. epruvetelor	total	19	20	15	15	14	14	3	3	3	3
		rupte din sudură	7	17	4	2	13	—	1	3	—	1
		poroase	2	1	—	1	—	—	—	—	—	—
	σ_r kgf/mm²		61,7	57,0	64,4	58,6	56,2	67,0	74,3	63,8	69,6	63,7
	nr. epruvete		21	21	17	14	15	14	3	3	3	3
	Unghiul limită		α = 90°			α = 50°			105	56	180	43
	nr. epruvetelor	total	21	11	15	9	16	11	3	3	4	6
		cu crăpături	4	5	—	2	—	2	3	1	3	4
		rupte	1	—	—	1	11	—	—	3	—	2
	Unghiul limită		α = 90°			α = 50°						
	nr. epruvetelor	total	15	18	—	12	9	—	—	—	—	—
		cu crăpături	—	8	—	3	2	—	—	—	—	—
		rupte	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—
	σ_r kgf/mm²		66,0	55,7	61,3	60,7	56,2	61,3	69,7	60,9	68,4	54,9
	nr. epruvete		21	9	15	13	7	15	3	3	3	3
	σ_r kgf/mm²		42,7	39,8	39,3	42,1	38,8	44,2	59,0	41,4	55,8	43,8
	nr. epruvete		14	12	10	11	10	10	2	2	2	2
	σ_r kgf/mm²		49,5	48,2	56,1	49,5	45,2	56,1	65,7	47,6	60,2	43,7
	nr. epruvete		21	9	15	9	12	15	3	3	3	3

O rupere casantă identificată în ultimul timp s-a înregistrat la un recipient cilindric orizontal, în construcție sudată din oțel carbon obișnuit OL38 (fig. 7). Sudura a fost executată cu arc electric, după sudare aplicîndu-se o detensionare termică la 650°C. Ruperea s-a produs iarna, la o temperatură de —27°C, într-un plan înclinat la 45° față de axa longitudinală a cilindrului. Secțiunea de rupere a avut un aspect grăunțos, cu luciu metalic, fără deformații plastice. Probele din tablă din jurul secțiunii de rupere prezintă o structură feritoperlitică de granulație mijlocie, în șiruri. Probele din dreptul îmbinării sudate au, în zona de trecere, o structură feritoperlitică globulizată, iar în materialul depus prin sudură apare o structură de supraîncălzire.

Comportarea fragilă a oțelului în momentul avariei datorită temperaturii coborîte a fost confirmată de rezultatele univoce ale încercărilor de reziliență la temperaturi sub 0°C. Pe epruvete normale prelevate din vecinătatea secțiunii de rupere, s-a determinat reziliența la 20°C, —20°C, —25°C și —30°C sub 3 kgfm/cm², pentru ca la — 30°C să nu se atingă nici 1 kgfm/cm².

O rupere casantă în condiții de temperaturi scăzute și acțiuni dinamice suplimentare provocate de vînt s-a înregistrat la pivotul unei macarale în dreptul rulmentului de presiune (fig. 8).

Din această scurtă informare asupra stadiului încercărilor practicate în R.P.R., pentru evidențierea susceptibilității la ruperea casantă a oțelurilor, reiese că urmărirea diferitelor aspecte ale acestei importante probleme constituie o preocupare majoră pentru cercetătorii din domeniul metalurgiei și sudurii. Cercetările întreprinse pînă în prezent au urmărit în principal analiza metodicilor de încercare pentru a asigura concludența rezultatelor la aprecierea oțelurilor de construcții elaborate în masă, oțeluri carbon obișnuite și oțeluri slab aliate cu mangan, destinate construcțiilor sudate. O dată elucidate aspectele reglementării metodicii de încercare, cercetările sînt orientate asupra fixării criteriilor cantitative de apreciere a susceptibilității la ruperea casantă, asupra valorilor limită pentru caracteristicile oțelurilor fabricate în R.P.R., în principal pentru reziliență la temperaturi coborîte și după deformare plastică la rece și asupra încercărilor de sudabilitate.

---

[1] *Rațiu, M.* și *Slătineanu, R.* Standardizarea, nr. 5, 1958, p. 209 — 214; nr. 6, 1958, p. 273 — 274; nr. 4, 1959, p. 167 — 173. [2] *Rațiu, M.* și *Tîrnea, S.* Feingerätetechnik. 12, nr. 10, 1963, p. 440—446. [3] *Iovițiu, E.* Contribuții la studiul corelației dintre reziliența determinată pe epruvete normale — Mesnager și ISO — și microepruvete (în curs de apariție). [4] *Nădășan, St.* ș.a. Cercetări asupra sudării oțelului OLX52. Academia R.P.R., Baza Timișoara, Studii și cercetări V, nr. 1—2, 1958, p. 11—32. [5] *Nădășan, St.* și *Iovițiu, E.* O contribuție la studiul oțelului OLX52 cu adaos de titan. Academia R.P.R., Baza Timișoara, Studii și cercetări tehnice VIII, nr. 1—2, 1961, p. 17—30.

CD 669.14: 620.178.7 : 620.179.2

Considérations sur l'état des recherches sur la susceptibilité à la rupture cassante des aciers

ȘTEFAN NĂDĂȘAN

Le désir d'assurer la résistance des constructions métalliques en exploitation a provoqué, en Roumanie aussi, une série de recherches qui ont eu pour but de mettre en évidence la susceptibilité à la rupture cassante, comportement qui ne peut être apprécié sur la base des caractéristiques mécaniques usuelles et de la composition chimique. Les recherches ont tenu compte surtout de l'acier au carbone commun et des aciers alliés à faible teneur, au mangane, destinés aux constructions soudées et ont eu pour objet de faire un choix parmi les essais mécaniques et de préciser ceux qui sont concluants pour la rupture cassante.

Ces recherches sont en cours et les résultats obtenus jusqu'à présent ont servi à établir des données fondamentales pour une future méthode d'essai et de classification des aciers en fonction de leur susceptibilité à la rupture cassante. Il est utile d'exposer sommairement les examens qui ont été faits et leurs résultats.

Les conditions relatives à l'appréciation du comportement des aciers, acceptées dans l'industrie, concernent seulement les caractéristiques mécaniques usuelles (résistance, limite d'écoulement, allongement, striction et angle de pliage) et la composition chimique. Pour les aciers utilisés dans les constructions importantes, des conditions supplémentaires pour la composition chimique sont nécessaires, ainsi que des valeurs pour la résistance déterminée aux températures normale et basse (standard roumain 500—63 „acier au carbone usuel" et 6928-64 „acier allié pour constructions").

La composition chimique assure, en général, un bon soudage des aciers non-alliés et des aciers alliés à faible teneur, au mangane ; la teneur est fixée, pour chaque élément, ainsi que les limites cumulatives pour le carbone et le silicium (aciers non-alliés), le silicium et le mangane (aciers alliés à faible teneur, au mangane) ; les teneurs résiduelles en chrome, nickel, cuivre et arsène ont été également fixées.

Les essais de résilience sont pratiqués sur des éprouvettes, au moment de la réception des produits laminés aux épaisseurs de 12—25 mm. Les valeurs limites pour la résilience sont actuellement standardisées seulement pour les essais exécutés aux températures normales, sur des éprouvettes à entaille arrondie (Mesnager), éprouvettes qui sont standardisées en Roumanie.

Les essais de résilience aux températures basses et après déformation plastique à froid — pour déterminer la sensibilité au vieillissement — sont recommandés par les standards relatifs aux aciers, mais sans préciser les valeurs limites. Cependant, durant les dernières années, un effort a été fait pour fixer des valeurs limites concluantes pour diverses marques d'acier. Dans l'industrie on a adopté comme valeur minima de résilience 3,5—4 kafm/cm², sur éprouvette Mesnager (KCU 30/2) à —20°C, et même à —40°C, pour les aciers employés dans les constructions qui, durant l'exploitation, sont exposées à de telles températures. Ce genre d'essai est prescrit au contrôle des récipients sous pression, des grues, des ponts, des éléments du châssis et des boggies de locomotive etc. Dans les normes de réception on indique encore la valeur moyenne de la résilience pour une série de trois essais, en fonction de la qualité de l'acier.

A part ces essais, les aciers destinés aux constructions soudées sont soumis à l'examen de la soudabilité. Parmi les nombreuses épreuves indiquées dans la littérature technique on a introduit dans l'industrie roumaine seulement les essais de pliage de la soudure de chargement, d'après Kommerell, et les essais avec des séries réduites d'épreuves de résilience, d'après Čabelka ; les autres essais de soudabilité sont rarement effectués et plutôt dans les travaux de recherche.

L'introduction de l'essai de résilience pour l'appréciation de la susceptibilité à la rupture cassante a été abordée par une série de recherches amples sur les conditions de réglement univoque de la méthodologie. Ces investigations ont été considérées comme étant particulièrement opportunes pour éviter tout doute quand les résultats seront interprétés.

Les recherches comparatives sur éprouvettes ISO et Mesnager, entreprises par l'Office d'état pour les standards durant les années 1957—1959 [1], ont eu pour but d'obtenir, sur 19 marques d'acier (alliés et non-alliés), des résultats décisifs et comparables. En tenant compte de la grande dispersion des résultats des essais de résilience, l'examen a été exécuté sur des séries de 20 éprouvettes ISO et Mesnager prélevées sur les mêmes semi-produits (barre et tôle), le type de l'entaille étant alterné dans l'ordre du prélèvement. Par cette alternance on a cherché à éviter l'influence de la hétérogénéité du matériau le long du semi-produit.

Les compositions chimiques des aciers essayés et les caractéristiques mécaniques respectives sont indiquées dans le tableau 1.

L'analyse des valeurs des résiliences déterminées prouve un comportement concluant des éprouvettes avec entailles ayant une profondeur de 5 mm (éprouvettes type ISO), quoique l'augmentation de la profondeur de l'entaille détermine une réduction du champ de mesurage, une diminution de la valeur de la résilience ; cependant, la dispersion des résultats reste systématiquement moindre que celle évaluée sur éprouvettes Mesnager (fig. 1). En fait, cette augmentation de la profondeur de l'entaille met en évidence le comportement cassant de l'acier, en provoquant une rupture complète des éprouvettes ISO pour n'importe quel acier examiné. Par contre, on observe dans les éprouvettes Mesnager un comportement tenace des couches comprimées qui empêche la rupture totale durant l'essai ; les éprouvettes à ruptures partielles présentent, en général, une large variation des valeurs de résilience, qui dépend des conditions locales de la déformation plastique des couches. On remarque surtout des comportements très variés pour les tôles, parce que la rupture progresse différemment en fonction de la stratification, une certaine tendance de déviation du plan de la rupture le long d'une couche étant évidente.

Une conversion rigoureuse entre les résiliences déterminées sur les éprouvettes ISO et sur les éprouvettes Mesnager n'a pas pu être établie. En général, on peut accepter une relation linéaire entre les valeurs moyennes de la plupart des aciers examinés (fig. 2), relation qui a la forme :

$$K_{ISO} = 0{,}7\ K_{Mesnager}.$$

Sur cette droite on n'inscrit pas les résiliences des aciers austénitiques et des éprouvettes prélevées sur les tôles de chaudière.

En tenant compte de l'importance qu'a la profondeur de l'entaille pour l'appréciation du comportement cassant, on a préconisé, dans la pratique des essais à la réception, l'examen des deux types d'éprouvettes, la tendance étant celle de l'adoption de l'éprouvette ISO comme éprouvette normale.

L'influence de l'énergie de choc du marteau pendule sur la résilience a été étudiée sur la base d'amples recherches exécutées dans le laboratoire d'essais de matériaux de Timişoara de l'Institut de métrologie [2]. On a examiné comparativement les valeurs de la résilience déterminée à une énergie

de choc de 15 kgfm et de 30 kgfm, sur des séries de 10 éprouvettes ISO et Mesnager, prélevées alternativement sur des barres laminées en acier de différentes qualités, allié et non-allié.

Les compositions chimiques des aciers et leurs caractéristiques mécaniques sont données dans le tableau 1. La certitude statistique de la dispersion des séries d'éprouvettes essayées dans les mêmes conditions — le même type d'éprouvette et la même énergie — pour l'évaluation des différences entre les valeurs moyennes des résiliences établies pour les deux énergies est indiquée dans la figure 3.

L'analyse statistique des résultats montre que les différences ($\overline{K}_{30} - \overline{K}_{15}$) *sont significatives seulement pour les valeurs de résilience plus grandes que 8 kgfm/cm²; dans ce cas, la certitude dépasse 99%, ce qui permet de considérer la différence* ($\overline{K}_{30} - \overline{K}_{15}$) *comme étant une différence systématique et non-accidentelle. Ces constatations qui sont fondées sur un nombre réduit d'essais des aciers ont été déjà faites par d'autres chercheurs. Ce qui les distingue cependant c'est que, par les examens effectués, on a pu observer une augmentation systématique de la résilience jusqu'à 30 kgfm; ceci implique une perte d'énergie qui ne peut être récupérée, dans la construction du marteau pendule. Evidemment cette perte croît en même temps qu'augmente l'énergie de choc, mais la vitesse moyenne de rupture de l'épreuve augmente simultanément, ce qui cause une réduction de la résilience. Par l'action contraire de ces deux facteurs et en fonction de la rigidité de la construction, il arrive que la résilience apparaisse à une énergie de choc plus grande, inférieure ou supérieure à la valeur établie pour une énergie de choc moindre. Ces constatations prouvent qu'il est nécessaire de tenir compte dans la construction du marteau pendule d'une condition nouvelle qui se rapporte à sa rigidité, condition qui n'est pas prévue par aucune norme, quoiqu'elle soit une source permanente d'erreurs.*

L'utilisation des petites éprouvettes pour l'examen des aciers a été étudiée au moyen d'essais comparatifs avec des éprouvettes normales; ces recherches ont été faites par la Section pour la résistance et les essais de métaux qui fait partie de la Base de recherches scientifiques de Timişoara de l'Académie de la R.P.R. [3]. Les expériences ont été faites avec 150 microéprouvettes ayant les dimensions de 4 × 4 × 24 mm et une entaille profonde de 1,25 mm, arrondie au bout (rayon de 0,15 mm). Ces microéprouvettes ont été confectionnées à l'aide des bouts des éprouvettes normales soumises aux essais qui ont servi à établir la corrélation entre les résiliences déterminées sur les éprouvettes ISO et Mesnager. Par une analyse statistique des résultats obtenus après l'essai des microéprouvettes à la température normale (+20°C) on a pu préciser, pour la plupart des aciers, une corrélation linéaire entre la résilience établie sur des éprouvettes normales ISO, K_I; *Mesnager,* K_M, *et celle évaluée sur des microéprouvettes,* K_m *(fig. 4):*

— *pour les éprouvettes Mesnager* $K_M = 2{,}5 \; K_m$;
— *pour les éprouvettes ISO* $K_I = 1{,}75 \; K_m$.

Cette corrélation permet d'appliquer les essais de résilience aux produits laminés qui ont une section transversale réduite, offrant ainsi un critérium pour l'examen de la susceptibilité à la rupture cassante.

L'utilisation des essais de résilience pour les produits laminés ayant une épaisseur moindre que 12 mm est une permanente nécessité imposée par le contrôle qualitatif. A cette fin, on emploie, dans la pratique des laboratoires, non seulement les éprouvettes à section normale (10 × 10 mm), mais encore une éprouvette mince, standardisée, ayant une section de 10 × 5 mm. La percussion du marteau pendule par l'éprouvette a lieu dans des conditions proches de celles observées dans les essais des éprouvettes normales; le marteau pendule atteint l'éprouvette dans le même plan vertical et l'abaissement du centre de la ligne de contact (2,5 mm) est inopérant pour la longueur du pendule. Grâce à cette correspondance, toute perte supplémentaire d'énergie durant l'essai est évitée, perte qui pourrait fausser les résultats.

Une application systématique de ces éprouvettes minces est pratiquée dans le contrôle de la fabrication des tuyaux soudés électriquement en spirale, afin de constater le comportement de l'acier, avant et surtout après le soudage. Les résultats ont permis d'apprécier le choix judicieux du régime de soudage (fig. 5, a, b, c). En examinant la fréquence des valeurs de la résilience, on remarque que la résilience déterminée sur l'assemblage soudé a, en général, des valeurs plus grandes que celle obtenue par l'examen du matériau de base; par contre, la répartition des valeurs est moins régulière et la dispersion plus accentuée.

L'introduction des essais sur la soudabilité a visé surtout les épreuves Kommerell, essais de pliage de la soudure de chargement, et les essais de résilience en série d'après Čabelka. Ces essais sont pratiqués pour toutes les constructions de laminés ayant une grosseur plus grande que 15 mm.

L'essai d'après Kommerell est en cours d'être réglementé; on amasse des matériaux expérimentaux pour fixer l'angle limite de pliage en fonction de la grosseur de l'éprouvette. La soudure se dépose (une seule passe) avec un électrode ayant un diamètre de 4 mm, dans une rigole fraisée (rayon de 4 mm). On note l'angle que l'on constate quand paraît la première fissure à lustre métallique, d'une longueur de 5 mm; l'essai est continué jusqu'à la rupture complète, afin d'examiner le caractère et le mode de progression de la rupture.

Les essais de résilience d'après Čabelka sont exécutés sur éprouvettes prélevées dans les différentes zones de la soudure. Pour les éprouvettes à entaille type DVM (profondeur de 3 mm), la résilience doit être plus grande que 3 kgfm/cm² et la valeur minima doit dépasser la moitié de la valeur de la résilience déterminée sur une éprouvette prise dans le matériau non influencé par la soudure.

La dispersion marquée des résiliences, qui empêche une interprétation sure du comportement de l'acier, et le grand volume d'éprouvettes nécessaires ont déterminé les laboratoires d'usine à montrer quelque réserve en ce qui concerne l'application de ces épreuves. Pour illustrer cette dispersion on donne, dans les figures 6, a et 6, b, les résultats des essais effectués aux Usines sidérurgiques complexes de Reşiţa, sur une série de charges d'acier de même marque.

L'introduction massive dans les constructions soudées des aciers alliés à faible teneur, au mangane, type St 52, connus en Roumanie comme aciers OLX 52 ou 17M13, a été précédée par des recherches amples, faites durant les années 1955 — 1960 par la Section pour la résistance et les essais de métaux, de Timişoara, qui appartient à la Base de l'Académie de la R.P.R., en collaboration avec les Usines sidérurgiques complexes de Reşiţa, les Usines pour fils métalliques de Cîmpia Turzii et les Usines pour la construction de wagons d'Arad [4], [5]. On est arrivé ainsi à réglementer rigoureusement la composition chimique et les caractéristiques mécaniques qui garantissent une bonne soudabilité et font éviter l'apparition des ruptures cassantes.

Les résultats des essais effectués pour diverses charges d'aciers OLX52 à faible teneur, au mangane, calmés et non calmés, sont groupés dans le tableau 2, et les résultats des essais pour les assemblages soudés, dans le tableau 3. On peut remarquer que par la réglementation univoque de l'acier avec une addition d'aluminium de 1 kg/t et dans des conditions de soudabilité on assure un comportement tenace dans l'exploitation.

Des recherches ont été encore faites avec le même type d'acier à faible teneur, au mangane, avec une addition de 0,14% de titane. La composition chimique et les caractéristiques mécaniques de l'acier figurent dans le tableau 2. Pour apprécier le comportement de l'acier OLX52 avec addition de titane, dans les constructions soudées, on présente les caractéristiques mécaniques établies par l'examen des assemblages soudés (tableau 3).

On constate que, pour l'acier OLX52 avec addition de titane, la résistance et la limite d'écoulement varient entre 6 et 20%, pendant que l'allongement et la résilience restent pratiquement les mêmes. La résistance des assemblages soudés en acier avec addition de titane augmente de 6 jusqu'à 33% par rapport à celle des épreuves similaires qui n'ont pas reçu l'addition. Les essais de soudabilité d'après Kommerell et Čabelka ont donné de bons résultats, sans indiquer une différence quelconque pour l'acier avec addition de titane.

L'utilisation dans l'industrie de l'acier à faible teneur, au mangane, avec addition d'aluminium, a donné pleine satisfaction; aucune rupture cassante n'a été enregistrée, ce qui a facilité la réalisation d'importantes économies. L'acier avec addition de titane n'a pas été, jusqu'à présent, compris dans le programme courant et son comportement dans l'exploitation ne peut donc être apprécié.

Les ruptures survenues dans l'exploitation des différentes constructions métalliques importantes sont étudiées systématiquement par l'Inspection d'état pour chaudières et installations de levage. En général, l'examen d'une rupture cassante tient compte des conditions de la sollicitation au moment de l'avarie (la sollicitation proprement dite, la température ambiante, les actions dynamiques), de la section de rupture et de la nature du matériau, au moyen des essais de traction, de résilience, de pliage et de l'analyse chimique et métallographique. Pour montrer la mise en évidence des ruptures cassantes, on indique les résultats de l'examen dans deux cas survenus au cours des dernières années.

Une rupture cassante observée dans un récipient cylindrique horizontal, en construction soudée, en acier au carbone usuel OL 38, est présentée dans la figure 7. La soudure a été faite à l'arc électrique; après soudage, on a exécuté un recuit de stabilisation à 650°C. La rupture s'est produite pendant l'hiver, à une température de −27°C, sur un plan incliné de 45° par rapport à l'axe longitudinal du cylindre. La section de rupture a eu un aspect granuleux, à lustre métallique, sans déformations plastiques. Les épreuves de tôle, autour de la section de rupture, ont une structure ferrito-perlitique de granulation moyenne, en files. Les épreuves prélevées dans la zone de l'assemblage soudé présentent une structure ferrito-perlitique globulisée, et le matériau déposé, une structure de surchauffage.

Le comportement fragile de l'acier au moment de l'avarie due à la température basse a été confirmé par les résultats univoques des essais de résilience aux températures inférieures à 0°C. On a déterminé, sur des éprouvettes normales prélevées à proximité de la section de rupture, la résilience à +20°C, −20°C, −25°C et −30°C; celle-ci a baissé brusquement pour les températures entre −20°C et −25°C, sous 3 kgfm/cm²; à −30°C, elle n'a atteint même pas 1 kgfm/cm².

Dans la figure 8 est représentée une rupture cassante survenue dans le pivot d'une grue (au niveau du roulement de pression), rupture causée par la température basse et par les actions dynamiques supplémentaires provoquées par le vent.

Les données contenues dans tout cet article prouvent que la susceptibilité à la rupture cassante des aciers est un problème important pour tous les chercheurs qui travaillent dans les domaines de la

métallurgie et du soudage. Les recherches faites jusqu'à présent ont eu surtout pour but d'analyser les méthodes d'essai, afin d'obtenir des résultats certains au moyen desquels on puisse apprécier les aciers (au carbone ou bien à faible teneur, au mangane) pour constructions soudées. A présent, les recherches visent à préciser les critériums quantitatifs qui serviront à l'appréciation de la susceptibilité à la rupture cassante, ainsi que les valeurs limites pour les caractéristiques des aciers roumains. Elles ont surtout pour objet la résilience aux températures basses et après déformation plastique à froid, et les essais de soudabilité.

CZ 625.143 : 621.984.54 : 539.4/.5

Influența forței de refulare asupra proprietăților mecanice ale șinelor sudate prin topire intermediară

Acad. CORNELIU MIKLOSI, CLARA BOARNĂ, SIMION MOGA

În această lucrare se studiază influența forței de refulare asupra proprietăților mecanice ale șinelor sudate, în special asupra rezistenței lor la oboseală. Deformația plastică a pieselor sudate electric prin presiune este determinată de : forma pieselor, tipul oțelului, cîmpul termic și forță de refulare. Pentru separarea influenței forței de refulare s-au menținut constanți ceilalți parametri.

Considerăm că acest studiu este util deoarece literatura se ocupă în special de piese cu secțiuni regulate, compacte, iar șinele cu secțiunea lor complexă se comportă diferit în procesul de deformare plastică.

Șinele folosite în cercetările experimentale au fost de 49 kgf/m, cu un conținut în carbon cuprins între 0,52 și 0,60%.

În Republica Populară Romînă, șinele sînt sudate prin topire intermediară, cu ajutorul instalațiilor „Taurus". Procedeul constă în trei etape : preîncălzirea, topirea și refularea.

Refularea are o importanță mare, deoarece în această etapă se elimină metalul topit și oxizii și se provoacă deformarea plastică a pieselor.

În perioada de topire se formează cratere pe suprafața pieselor. Pentru a avea certitudinea că, după sudare, acestea s-au închis, scurtarea la refulare trebuie să fie de 1,5—2 ori mai mare decît adîncimea craterelor [1].

Forța specifică la refulare depinde de secțiunea pieselor, de plasticitatea oțelului la temperatură înaltă și de cîmpul termic. Cercetări efectuate în U.R.S.S. [2] au arătat că, în cazul șinelor, numărul defectelor scade atunci cînd forța specifică la refulare crește de la 1,82 la 5,35 kgf/mm². În general se utilizează forțe specifice de refulare între 3,5 și 5 kgf/mm² [2].

În cadrul cercetărilor efectuate, sudurile s-au executat cu parametrii normali de sudare, cu instalația „Taurus".

Valorile acestor parametri sînt :

— curentul de preîncălzire	19,5—23,5 kA ;
— numărul impulsurilor la preîncălzire	20—25 ;
— durata unei perioade de sarcină	2 s ;
— durata unei perioade de pauză	2 s ;
— curentul de topire	5,8— 7,8 kA ;
— scurtarea la topire	18—20 mm ;
— distanța inițială dintre contacte	100—110 mm.

Forța specifică la refulare a fost variată între 3 și 6 kgf/mm².

Instalația „Taurus" este prevăzută cu un sistem hidraulic de creare a forței de refulare. Sania mobilă este în legătură directă cu un piston ; la începutul refulării, în cilindru intră uleiul sub presiune, dintr-un acumulator. Ținînd seamă de toți parametrii geometrici și de faptul că uleiul iese din acumulator în urma destinderii azotului după o politropă, s-au determinat presiunile inițiale ale uleiului din acumulator, pentru a realiza forțe specifice de refulare de 3,0 ; 4,5 și 6 kgf/mm².

Ținînd seamă de forțele de frecare care intervin la transmiterea forței de refulare de la piston la sania mobilă, au rezultat forțe specifice reale de 3,0 ; 4,4 și 5,6 kgf/mm².

Scurtările de refulare corespunzătoare acestor forțe au fost de 7,5 ; 16 și 21 mm. S-a remarcat, de asemenea, o diferență evidentă între bavurile care se formează sub acțiunea diferitelor forțe de refulare. În figura 1 sînt prezentate suduri efectuate cu forțe specifice de refulare de 3,0 ; 4,4 și 5,6 kgf/mm².

Pentru aprecierea craterelor care se formează pe suprafețele șinelor în timpul operației de topire s-a oprit procesul de sudare a unei perechi de șine, după realizarea scurtării la topire prescrise, înainte de declanșarea refulării. În figura 2 se văd suprafețele celor două șine. Adîncimea maximă a craterelor a fost de 2 mm, ceea ce corespunde la un interstițiu între șine de 4 mm, craterele fiind simetrice. Conform recomandărilor, scurtarea la refulare trebuie să fie de minimum 8 mm.

S-a studiat, de asemenea, deformarea fibrelor, urmărind acest lucru pe macrostructuri (fig. 3) : la 3,0 (a) ; 4,3 (b) și 5,7 (c) kgf/mm². Se observă că, la forța de 3 kgf/mm², deformația este practic nulă.

Dintre șinele sudate cu 3 kgf/mm², una s-a rupt în sudură, după 94 200 cicluri.

Șinele sudate au fost încercate și la încovoiere statică. Forța de încercare a fost cuprinsă între 82 și 85 t și distanța dintre reazeme a fost de

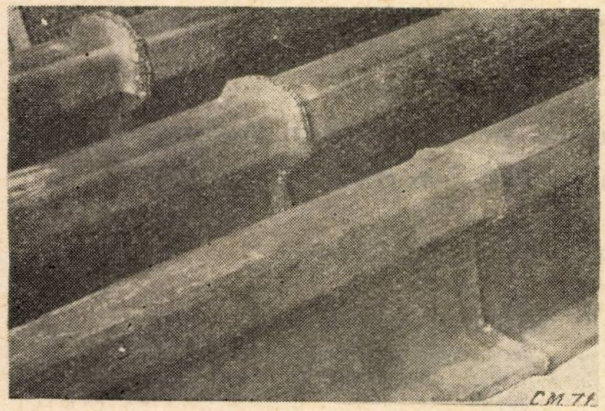


Fig. 1

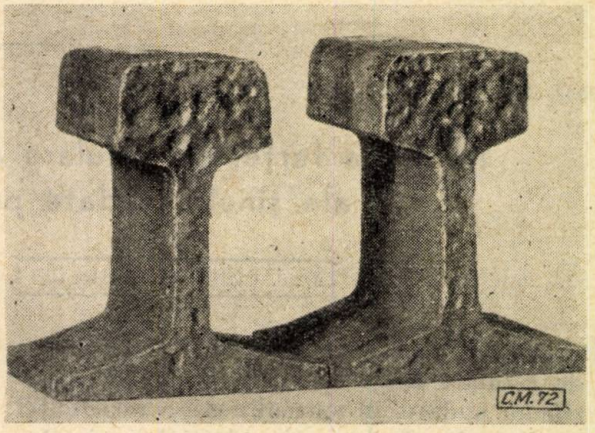
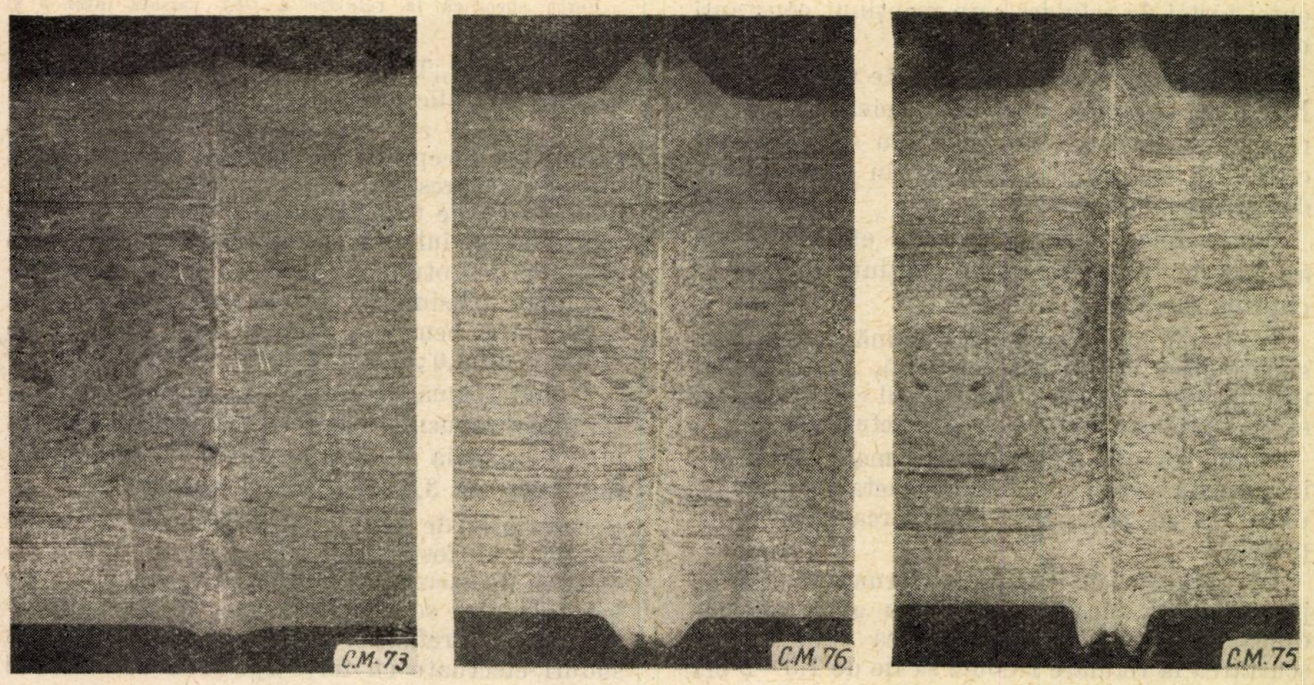


Fig. 2



a) b) c)

Fig. 3

Pentru determinarea rezistenței la oboseală a șinelor sudate s-a utilizat un pulsator. Forța maximă de încercare a fost de 27—28 t, forța de bază de 2 t, numărul de pulsații pe minut a fost 300, iar distanța între reazeme 1 200 mm.

S-au încercat cîte 5 îmbinări pentru fiecare forță de refulare. Rezultatele sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Forța specifică la refulare, kgf/mm²	Numărul de cicluri pînă la rupere				
3,0	94 200	202 200	303 000	370 500	421 800
4,4	275 700	298 350	310 500	411 000	436 110
5,6	360 450	387 300	684 000	794 600	920 010

1 050 mm. Încercarea a fost întreruptă la o săgeată de 30 mm, fără ca şinele să se rupă. Aceasta arată că încercările statice nu sînt suficiente pentru a aprecia comportarea şinelor sudate.

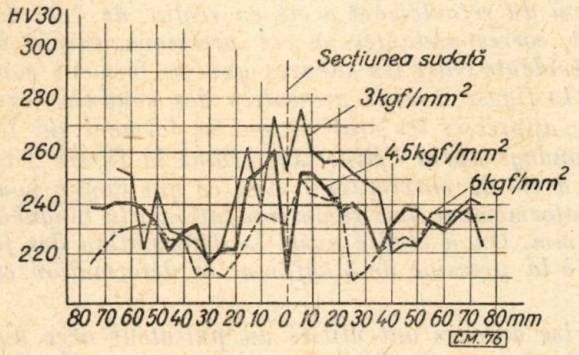


Fig. 4

Pe secţiuni longitudinale, prin mijlocul şinelor au fost efectuate măsurări de duritate. În figura 4 sînt reprezentate (pentru şinele sudate cu 3,0 ; 4,3 şi 5,7 kgf/mm²) durităţile măsurate pe o linie situată la 10 mm de suprafaţa de rulare. Se observă că durităţile trec printr-un minim. Aceste valori minime corespund limitelor zonei influenţate termic.

Durităţile maxime nu depăşesc 250—275 HV 30, ceea ce nu diferă mult de duritatea materialului de bază. Se observă, de asemenea, că duritatea maximă este cu atît mai mare cu cît forţa la refulare a fost mai mică. Aceasta se explică prin aceea că la o forţă mică nu se elimină decît foarte puţin metal supraîncălzit. Cu creşterea forţei de refulare, creşte cantitatea de metal supraîncălzit eliminat şi durităţile sînt mai mici.

Încercările la oboseală arată că şinele sudate cu 5,7 kgf/mm² rezistă la cel mai mare număr de cicluri. Curbele Wöhler arată că, în cazul forţei maxime care a fost utilizată în timpul încercărilor, şinele trebuie să reziste la 280 000 cicluri. Această condiţie este satisfăcută pentru toate şinele sudate cu forţe cuprinse între 4,3 şi 5,7 kgf/mm².

Sudurile efectuate cu 3,0 kgf/mm² au scurtări la refulare sub 8 mm, iar în timpul încercărilor la oboseală două s-au rupt sub limita indicată de curba Wöhler.

Se observă deci că numai şinele sudate cu forţe specifice la refulare peste 4,3 kgf/mm² au calităţi satisfăcătoare pentru exploatare.

[1] *Telman, A . S.* Tehnologhiia i oborudovanie kontaktnoi elektrosvarki. Moscova, Maşghiz, 1960. [2] *Kabanov, N. S.*, şi *Slepac, E. S.* Tehnologhiia stîkovoi svarki. Moscova, Maşghiz, 1961. [3] *Micloşi, V.* Sudarea prin topire intermediară a şinelor cu conţinut ridicat de carbon. Nota 1 : Comportarea metalurgică la sudare a oţelului de şine cu conţinut ridicat de carbon. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, nr. 3—4, 1960, Academia R.P.R., Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara.

CD 625.143 : 621.984.54 : 539.4/.5

L'influence de la force de refoulement sur les propriétés mécaniques des rails soudés par étincelage

Acad. CORNELIU MIKLOSI, CLARA BOARNĂ, SIMION MOGA

On étudie l'influence de l'effort du refoulement sur les propriétés mécaniques des rails soudés, spécialement sur la résistance à la fatigue. La déformation plastique des pièces dans le soudage électrique par pression est déterminée par la forme des pièces, le type d'acier, le champ thermique et l'effort du refoulement. Pour séparer l'influence de l'effort, on a maintenu constants les autres paramètres. Les rails utilisés dans les recherches expérimentales furent de 49 kgf/m avec une teneur en carbone comprise entre 0,52 et 0,60%.

Dans la République Populaire Roumaine (R.P.R.) les rails sont soudés par étincelage avec des installations „Taurus". Le procédé comporte trois étapes : le préchauffage, l'étincelage et le refoulement. Le refoulement a une grande importance parce que, dans cette étape, le métal fondu et les oxydes sont éliminés et que l'on provoque la déformation plastique des pièces. Dans la période d'étincelage se forment des cratères sur la surface des pièces. Pour avoir la certitude que ces cratères sont fermés, la longueur perdue par refoulement doit être 1,5 — 2 fois plus grande que ces cratères [1]. *La pression de refoulement dépend de la section des pièces, de la plasticité de l'acier à haute température et du champ thermique. En général, on utilise des pressions entre 3,5 — 5 kgf/mm²* [2], *pour faire diminuer le nombre des défauts.*

Pour les recherches, les auteurs ont utilisé les paramètres normaux du soudage, avec l'installation „Taurus" [3].

La pression de refoulement fut variée entre 3 et 6 kgf/mm².

L'installation "Taurus" a un système hydraulique pour produire l'effort du refoulement. Le chariot mobile est en liaison directe avec un piston. Au commencement du refoulement, l'huile sous pression entre dans le cylindre. Cette huile se trouve dans un accumulateur. Tenant compte de tous les paramètres géométriques et du fait que l'huile est expulsée de l'accumulateur par la détente de l'azote qui se trouve aussi dans l'accumulateur, on a déterminé les pressions initiales de l'huile dans l'accumulateur, ainsi que la pression de refoulement, soit 3,0 ; 4,5 et 6 kgf/mm². En tenant compte aussi du frottement produit dans les divers organes, la pression du refoulement a été en réalité de 3,0 ; 4,4 et 5,6 kgf/mm². Les longueurs perdues par refoulement, correspondantes à ces pressions, furent de 7,5 ; 16 et 12 mm. On a remarqué aussi une différence évidente entre les bavures qui se forment sous l'action des différentes pressions du refoulement. Dans la figure 1 sont présentées des soudures exécutées à la pression de 3,0 ; 4,4 et 5,6 kgf/mm². Pour apprécier les cratères qui se forment sur les surfaces des rails pendant l'étincelage, on a fermé le soudage après l'étincelage. Dans la figure 2 on voit les surfaces des rails. La profondeur des cratères a été de maximum 2 mm, ce qui donne pour les deux rails 4 mm, les cratères étant symétriques. Conformément aux recommandations, la longueur perdue par le refoulement doit être au minimum de 8 mm. On a étudié aussi la déformation des fibres à l'aide des macrostructures (fig. 3). On observe qu'à la pression de 3 kgf/mm² la déformation est pratiquement nulle.

Pour la résistance à la fatigue des rails soudés, les auteurs ont utilisé un pulsateur avec une force maxima de 27 — 28 tonnes, une force de base de 2 tonnes, 300 cycles par minute et la distance entre les appuis de 1 200 mm. On a essayé 5 rails pour chaque pression de refoulement. Les résultats sont présentés dans le tableau 1 (pression de refoulement, nombre des cycles jusqu'à la rupture). Un des rails, soudé avec 3 kgf/mm², s'est rompu dans la soudure après 94 200 cycles. Les auteurs ont aussi essayé les rails à la flexion statique. L'effort d'essai était de 82 — 85 tonnes et la distance entre les appuis, de 1 050 mm. L'essai fut interrompu à une flèche de 30 mm sans qu'un seul rail se soit rompu. Cela montre que les essais statiques ne sont pas suffisants pour connaître le comportement des rails soudés. On a aussi mesuré les duretés sur les sections longitudinales des soudures. La figure 4 présente les duretés mesurées sur une droite située à 10 mm de la surface de roulage. On observe que les duretés passent par un minimum. Ces valeurs minima correspondent aux limites de la zone influencée par la chaleur. Les duretés maxima ne dépassent pas 250 — 275 HV 30, ce qui ne diffère pas beaucoup des duretés de l'acier de base. On observe aussi que le maximum des duretés est plus grand quand la pression est plus basse. Cela s'explique parce qu'à une pression basse il n'y a que très peu de métal surchauffé, qui s'élimine. Quand la pression s'élève, une plus grande partie de métal surchauffé est éliminée et les duretés restent plus petites.

Les essais de fatigue montrent que les soudures des rails soudés avec 5,7 kgf/mm² résistent au plus grand nombre de cycles. Les courbes Wöhler montrent qu'à la force maxima qui fut utilisée dans les essais, les rails doivent résister à 280 000 cycles. Cette condition est satisfaite par les rails soudés avec 4,3 et 5,7 kgf/mm². Les soudures faites avec 3,0 kgf/mm² donnent une longueur perdue au-dessous de 8 mm et, à la fatigue, deux se sont rompues au-dessous de la limite indiquée par la courbe Wöhler. On voit donc que seulement les rails soudés avec des pressions au-dessus de 4,3 kgf/mm² ont des qualités satisfaisantes pour l'exploitation.

CZ 669.2/.8 : 621.791.367

Lipirea electrică prin presiune a metalelor neferoase

TRAIAN SĂLĂGEAN, HORIA SELMEREANU, LEONARD LIPOVAN, GABRIEL CSATARY

Metalurgia fizică arată posibilitatea formării eutecticelor între diverse metale care formează eutectice fără ca metalele să fie în stare topită. S-a utilizat acest fenomen pentru lipirea diverselor metale neferoase și în special metalele : cupru-argint, alamă-argint, aluminiu-zinc. Metalele au fost aduse în contact intim și încălzite la o temperatură apropiată de cea a eutecticului. Datorită acestui contact bun și temperaturii ridicate, atomii au migrat prin difuziune dintr-un metal într-altul în număr suficient pentru a forma eutecticul. Prezența eutecticului s-a semnalat prin picăturile topite în secțiunea de contact între cele două metale. După solidificare, eutecticul a format o foarte bună legătură între metale.

În desfășurarea acestui fenomen, metalele rămîn în stare solidă, ceea ce în diverse situații poate avea avantaje. Apariția eutecticului este favorizată cînd diversele constante fizice ale metalului sînt asemănătoare. De exemplu : cuprul și argintul au constantele foarte asemănătoare și eutecticul se formează destul de ușor. În tabela 1 sînt date valorile diverselor constante pentru cupru și argint.

Tabela 1

	Sistem cristalin	Parametrii rețelei	Temperatura de topire	Căldura specifică
Cu	cub centrat	3,61 Å	1 083°C	0,056 cal/g°C
Ag	cub centrat	4,08 Å	960,5°C	0,092 cal/g°C

Pentru aplicațiile practice ale acestui fenomen la lipire, problema încălzirii acestor metale este importantă. Încălzirea electrică este dificilă din cauza marii conductibilități termice a acestor metale. Această conductibilitate mare face ca, la încălzire, căldura să se răspîndească în circuitul electric și să nu se concentreze la locul de lipit.

Rezistența destul de mică face ca transformatorul de sudură să lucreze în scurtcircuit și, astfel, nu este energie activă în circuitul de sudură. De exemplu, utilizînd o mașină de sudat prin puncte, dacă se pun două piese de Ag și de Cu de 2 mm grosime și dacă se încălzește cu un curent de 6 000 A, se obține o temperatură de 50°C.

Pentru concentrarea căldurii la locul de lipit s-a ridicat artificial rezistența electrică, local. Astfel, s-au introdus două plăci de grafit între electrozi și piesele de lipit (fig. 1 *:1* — electrozi ; *2* — plăci de grafit ; *3,4* — piese de lipit). În acest fel s-a putut utiliza formarea eutecticelor în scopul practic de lipire a diverselor metale care formează între ele eutectice.

Pentru studiul experimental s-a utilizat argint tehnic, cupru electrolitic (99,96% Cu), alamă

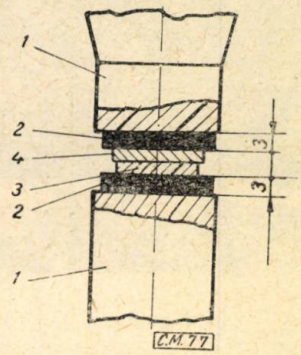


Fig. 1

cu 62% Cu, aluminiu electrolitic (99,9% Al) și zinc tehnic.

Toate aceste metale au fost laminate în plăci de 2 mm grosime și suprafața de 13 × 15 mm. Plăcile de grafit au fost de 3 mm grosime.

Forța de presiune între piese a fost de 88 kgf. În timpul încălzirii s-a măsurat temperatura cu ajutorul unui termocuplu legat la un milivoltmetru înregistrator. Mașina de sudat a avut 20 kVA și o tensiune secundară de mers în gol de 3 V. Temperaturile de încălzire pentru sistemul Cu-Ag au fost de 800°C, pentru alamă-

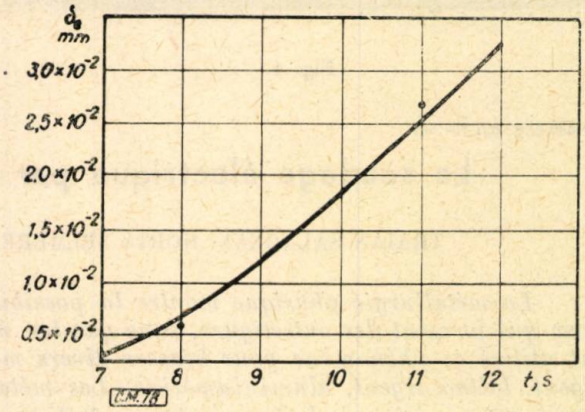


Fig. 2

argint de 780°C și pentru Al-Zn de 460°C. Timpul de lipire a fost cuprins între 6 și 12 s, iar grosimea eutecticului a crescut proporțional cu timpul.

Astfel, în figura 2 se prezintă grosimea eutecticului (δ_e) în funcție de timp (t), pentru sistemul Cu-Ag.

Eutecticul care s-a format între cele două metale a fost pus în evidență prin microstructurile prezentate în figurile 3 (la lipirea Cu-Ag, × 1 000), 4 (la lipirea alamă-argint, × 800), 5 (la lipirea Al-Zn, × 500).

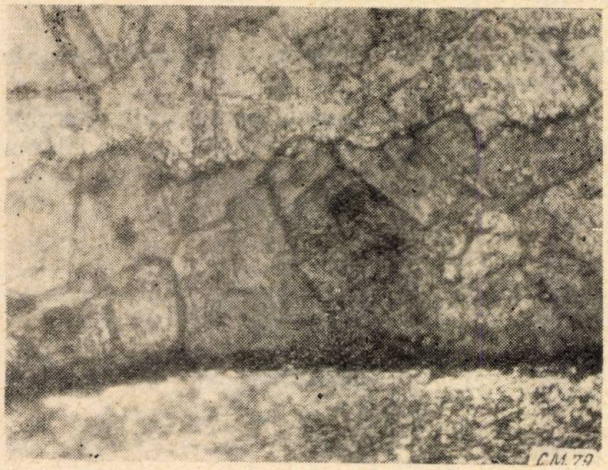


Fig. 3

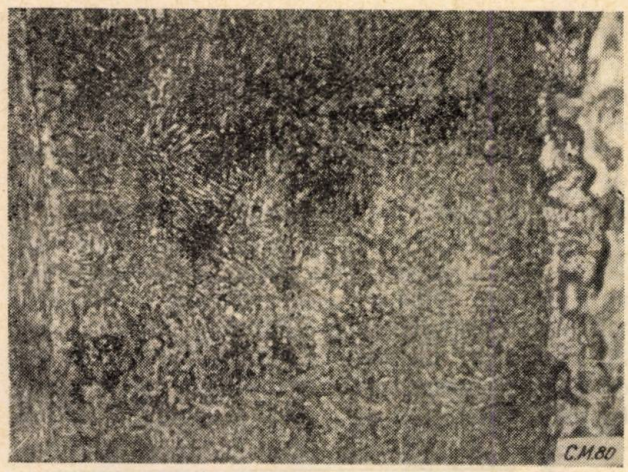


Fig. 4

În concluzie trebuie pusă în evidență posibilitatea de lipire a diverse metale neferoase care formează între ele eutectice, utilizînd mașinile de sudat prin puncte.

Această metodă are un mare avantaj pentru că nu are nevoie de fluxuri decapante și pentru că metalele la lipire rămîn în stare solidă.

Fig. 5

O aplicație foarte importantă a acestei metode este aceea din industria electrotehnică, cînd trebuie să se aplice plăci de Ag pe contacte de Cu sau alamă.

În acest caz, lipirea electrică prin presiune este mai productivă decît lipirea cu flacără oxiacetilenică și, în plus, lipirea electrică prin presiune poate fi ușor automatizată.

1] *Matting, A.* Das Schweissen der Leichtmetalle und seine Randgebiete. 1959. [2] *Lüder, E.* Handbuch der Löttechnik, 1952.

CD 669.2/.8 : 621.791.367

Le soudage électrique par pression des métaux non-ferreux

TRAIAN SĂLĂGEAN, HORIA SELMEREANU, LEONARD LIPOVAN, GABRIEL CSATARY

La métallurgie physique montre la possibilité de la formation des eutectiques entre divers métaux qui forment des eutectiques, sans que les métaux soient en état de fusion [1], [2]. *Les auteurs ont utilisé ce phénomène pour brasser divers métaux non-ferreux et spécialement les métaux : cuivre-argent, laiton-argent, aluminium-zinc. Les métaux furent portés en contact intime et chauffés à une température voisine de la température eutectique. Grâce à ce bon contact et à la température élevée, les atomes ont passé par diffusion d'un métal à l'autre en nombre suffisant pour former l'eutectique. La présence de l'eutectique se signala par des gouttes fondues dans la section de contact entre les deux métaux. En se solidifiant, l'eutectique forme une liaison très bonne entre les métaux. Au cours de ce phénomène, les métaux restent en état solide, ce qui en diverses situations peut avoir des avantages. L'apparition de l'eutectique est favorisée quand diverses constantes physiques des métaux sont semblables. Par exemple, le cuivre et l'argent ont des constantes bien semblables et l'eutectique se forme assez facilement. Dans le tableau 1 sont données les valeurs des diverses constantes pour le cuivre et l'argent.*

Pour les applications pratiques de ce phénomène au brassage, le problème du chauffage de ces métaux est important. Le chauffage électrique est difficile à cause de la grande conductibilité thermique de ces métaux. Cette grande conductibilité fait que la chaleur se répand dans le circuit électrique et ne se concentre pas au lieu du brassage. La résistance assez petite fait que le transformateur de soudage travaille en court-circuit et on n'a pas d'énergie active dans le circuit de soudage. Par exemple, utilisant une machine à souder par points, si l'on met deux pièces d'argent et de cuivre de 2 mm d'épaisseur et si l'on chauffe avec un courant de 6 000 A, on obtient une température de 50°C. Pour concentrer la chaleur au lieu du brassage, les auteurs ont accru artificiellement la résistance électrique locale. Ils ont introduit deux plaques de graphite entre les électrodes et les pièces à brasser (fig. 1). De cette façon, on utilise la formation des eutectiques dans le but pratique de brasser divers métaux qui forment entre eux des eutectiques.

Pour l'étude expérimentale les auteurs ont utilisé de l'argent technique, du cuivre électrolitique (99,96% Cu), du laiton avec 62% Cu, de l'aluminium électrolitique (99,9% Al) et du zinc technique. Tous ces métaux furent laminés en plaques de 2 mm d'épaisseur et de 13 × 15 mm pour les autres dimensions. Les plaques de graphite ont eu 3 mm d'épaisseur. L'effort de pression entre les pièces a été de 88 kgf. Pendant le chauffage on a mesuré la température à l'aide d'un thermocouple branché à un millivoltmètre enregistrateur. La machine à souder avait 20 kVA et une tension secondaire à vide de 3V. Les températures de chauffage pour le système cuivre-argent étaient de 800°C, pour laiton-argent de 780°C et pour aluminium-zinc de 460°C. Le temps de brassage était compris entre 6 et 12 s; l'épaisseur de l'eutectique augmente avec le temps. Ainsi, dans la figure 2 on présente l'épaisseur de l'eutectique (δ_e) en fonction du temps (t), pour le système cuivre-argent. L'eutectique qui se forme entre les deux métaux a été mis en évidence par les microstructures présentées dans les figures 3, 4 et 5.

En conclusion, les auteurs mettent en évidence la possibilité de brasser divers métaux non-ferreux qui forment entre eux des eutectiques, en utilisant des machines de soudage par points. Cette méthode a un grand avantage parce qu'on n'a pas besoin de flux décapants et parce que les métaux à brasser restent en état solide. Cette méthode présente des avantages importants dans l'application des plaques d'argent sur les contacts de cuivre ou de laiton. Dans ce cas, le brassage électrique par pression est bien plus productif que le brassage à la flamme oxyacétylénique et, de plus, le brassage électrique par pression peut être très facilement automatisé.

CZ 669.15'26'74–194 : 621.791.927

Alierea oțelului moale cu crom și mangan la încărcarea prin sudare automată cu electrod sub formă de bandă

MIRCEA HRELESCU, DAVID POPOVICI, FRIDERIC BÄR

Pentru încărcarea prin sudare a suprafețelor mari, literatura tehnică [1], [2] recomandă procedeul de sudare automată cu electrod sub formă de bandă. Acest procedeu are două avantaje : cusătura este lată, pătrunderea în metalul de bază este mică. Cercetările [3] au arătat că trecerea elementelor de aliere din fluxul ceramic în metalul depus este mai mică în cazul sudării cu electrod sub formă de bandă decît în cazul sudării cu sîrmă (fig. 1 : conținutul de mangan în cusătură, în funcție de feromanganul din flux, la sudarea cu sîrmă și bandă).

În această lucrare se prezintă rezultatele obținute la alierea în arcul electric a oțelului moale cu crom și mangan, în cazul sudării cu electrod din oțel moale sub formă de bandă (30 × 0,3 mm și maximum 0,2% C).

În documentul IIS XII-212-63 s-au prezentat considerații asupra fluxurilor ceramice. Fluxurile ceramice elaborate conțin feldspat, oxid de aluminiu, carbonat de calciu, fluorină

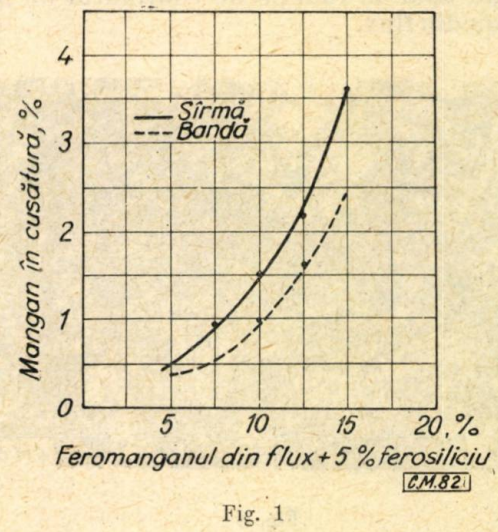


Fig. 1

și feroaliaje. Feroaliajele folosite sînt : ferocrom afinat (60% Cr și 0,3% C) și feromangan (87% Mn și 7% C).

Pentru studiul alierii cu mangan s-au elaborat patru fluxuri care au conținut cantități relativ mari de feromangan (peste 30% feromangan). În tabela 1 sînt arătate conținuturile

Tabela 1

Fluxul	Conținutul de feromangan, %	Compoziția metalului depus		Duritatea metalului depus, HV 30
		% C	% Mn	
FMn–1	30	0,61	7,25	535
FMn–2	35	0,87	8,77	460
FMn–3	40	1,07	10,40	440
FMn–4	50	1,44	16,10	208

de feromangan ale fluxurilor elaborate, compoziția chimică și duritatea metalului depus.

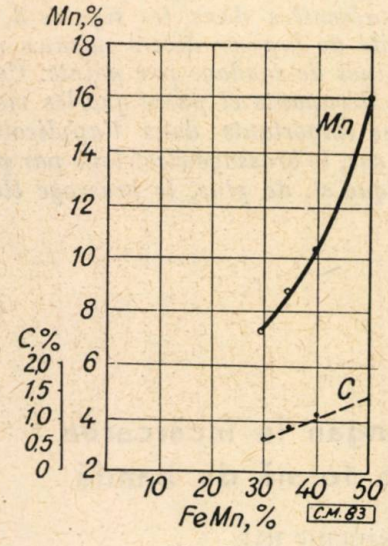


Fig. 2

Aceste rezultate s-au reprezentat în diagramele din figura 2 unde conținuturile de carbon și mangan apar în funcție de conținutul de feromangan din flux.

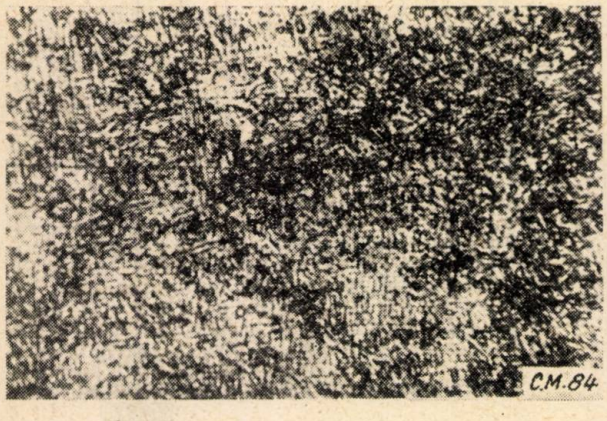


Fig. 3

Pe baza acestor date este posibil să se elaboreze orice fel de fluxuri ceramice pentru sudarea cu electrod sub formă de bandă, din

Fig. 4

oțel moale, care să permită obținerea unor cusături conținînd 0,7–1,4% C și 7–16% Mn.

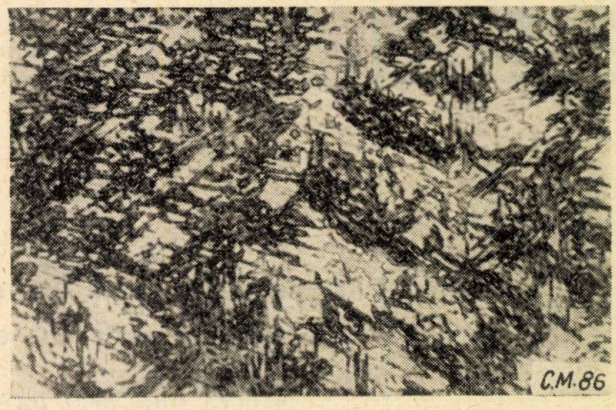


Fig. 5

Pentru aprecierea rezultatelor privind duritatea metalelor depuse s-a făcut studiul microstructural al acestora (fig. 3 : structura oțelului depus avînd 0,61% C și 7,25% Mn; fig. 4 :

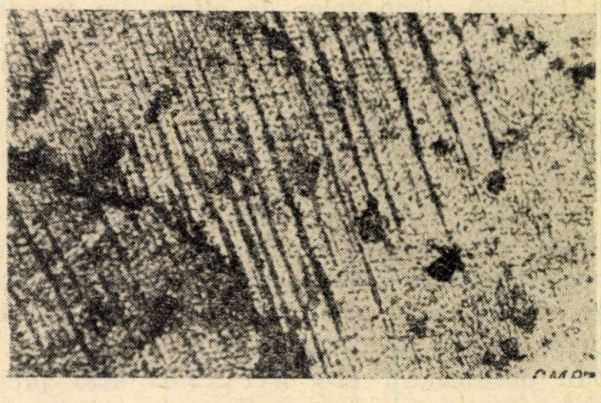


Fig. 6

cu 0,87% C și 8,77% Mn; fig. 5 : cu 1,07% C și 10,40% Mn; fig. 6 : cu 1,44% C și 16,10% Mn; în toate cazurile × 500, atac nital). Se observă că pe măsură ce se mărește cantitatea de elemente de aliere (C, Mn), cantitatea de austenită crește, fapt care explică micșorarea treptată a durității metalelor depuse.

Tabela 2

Fluxul	Conținutul de ferocrom, %	Compoziția metalului depus		Duritatea metalului depus, HV 30
		% C	% Cr	
FCr–1	30	0,06	5,55	335
FCr–2	40	0,07	7,76	365
FCr–3	45	0,07	11,17	307
FCr–4	50	0,07	15	212

Pentru studierea alierii cu crom au fost elaborate, de asemenea, patru fluxuri ceramice.

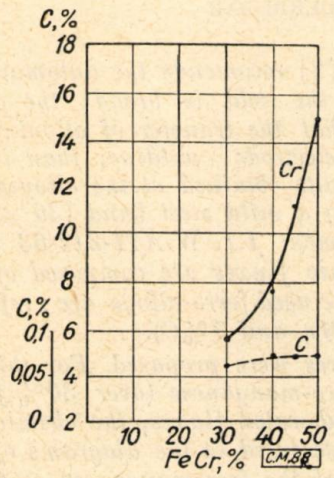


Fig. 7

În tabela 2 sînt arătate procentajul de ferocrom din fluxurile elaborate, compoziția chimică și duritatea metalelor depuse.

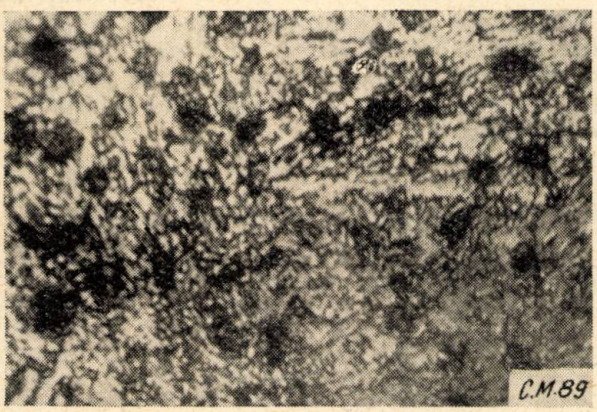


Fig. 8

Transpunînd aceste date în diagramele din figura 7 (cromul și carbonul din oțelul depus în funcție de ferocromul din flux la sudarea

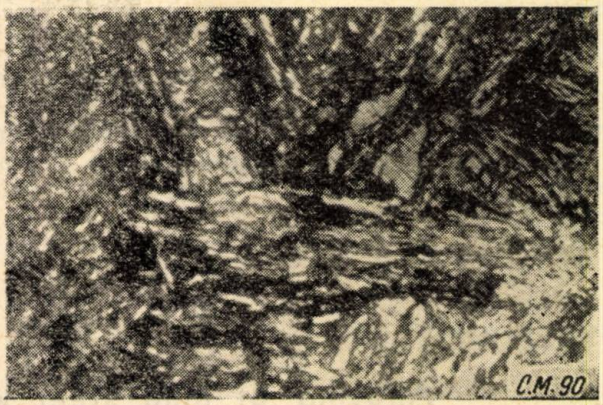


Fig. 9

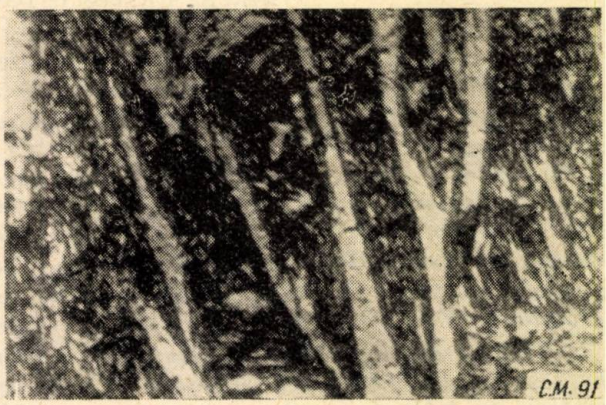


Fig. 10

Fig. 11

cu bandă) se rezolvă problema obținerii unor metale depuse cu 5–15% Cr. Procentajul de carbon este foarte scăzut (0,6–0,07% C), ca o consecință a folosirii ferocromului afinat (0,35% C).

Studiul microstructural a arătat faptul că mărirea procentajului de crom din metalul depus duce la separarea grăunților de ferită sub formă aciculară (fig. 8 : structura oțelului depus având 0,06% C și 5,55% Cr; fig. 9 : cu 0,07% C și 7,76% Cr; fig. 10 : cu 0,07% C și 11,17% Cr; în toate cazurile × 1 000, atac cu apă regală). În cazul metalului depus cu un conținut de 15% Cr, structura feritică este evidentă, grăunții fiind alungiți în direcția gradientului de temperatură (fig. 11 : structura oțelului depus având 0,07% C și 15% Cr, × 50, atac cu apă regală).

În concluzie se poate spune :

a. este posibilă obținerea unor metale depuse înalt aliate, la sudarea cu electrod sub formă de bandă, din oțel moale și fluxuri ceramice;

b. rezultatele obținute sînt utile la elaborarea rețetelor unor fluxuri ceramice.

[1] *Homusko, F. D.* Nekotorîe tehnologhii na plavki lentocinîm spektrodom. În : Avtomaticeskaia Svarka, nr. 12, 1958. [2] *Belov, Iu. M.* Vliianie reijma avtomaticeskoi naplavki pod fliusom lentocinîm elektrodom na secenie valika. In : Svarocinoi Proizvodstvo, nr. 12, 1961. [3] *Sălăgean, T., Stoianovici, P.* și *Hrelescu, M.* Sudarea automată cu electrod bandă. In : Bul. Acad. R.P.R., seria tehnică, nr. 3—4, 1962.

DC 669.15'26'74—194 : 621.791,927

Alloying of mild steel with chromium and manganese in the automatic build-up welding with band-electrode

MIRCEA HRELESCU, DAVID POPOVICI, FRIDERIC BĂR

For surfacing of large areas, the technical literature [1], [2] recomends the automatic welding process with band-electrode. This process has two advantages : the weld is broad; the penetration into the base metal is unimportant. Investigations [3] showed that the transfer of alloying elements from the ceramic flux in the weld is lower in the case of band-electrode welding, than in the case of wire welding (fig. 1). In this paper there are presented the results obtained at the alloying of mild steel with chromium and manganese in arc-welding process using a mild steel band (30 × 0, 3 mm, with maximum 0,2%C) containing alloying elements. In the document I.I. W.XII-212-63 there were presented considerations on ceramic fluxes. The prepared ceramic fluxes are composed of feldspar, aluminium oxide, calcium carbonate, fluorite and ferro-alloys. The used ferro-alloys are : refined ferro-chromium (60% Cr and 0,35%C) and ferro-manganese (87% Mn and 7%C).

In order to study the alloying with manganese, four fluxes were prepared. For this purpose the elaborated fluxes were prepared with a large quantity of ferro-manganese (over 30% ferro-manganese). In table 1 are shown ferro-manganese contents of the elaborated fluxes, the chemical composition and the hardness of the weld metal. These results were represented in the diagrams of figure 2, where the carbon and manganese contents appear in dependence of the ferromanganese content of the flux. On the basis of these data, it is possible to elaborate any kind of ceramic fluxes for mild steel band-electrode welding in order to obtain welds with 0,6—1,4%C and 7—16% Mn contents. The interpretation of the microstructures (fig. 3, 4, 5, 6) permitted to estimate the hardness values of the weld. It can be observed that the austenit content of the specimens increases with the increase of the alloying-element content (C, Mn), which explains the discrease of the hardness.

In order to study the alloying with chromium, four ceramic fluxes were elaborated, to obtain with them high alloyed welds. Table 2 shows the ferro-chromium content of the fluxes elaborated, the chemical composition and the hardness of the welds. These data were represented in the diagrams (fig. 7), in order to obtain welds with 5—15% Cr. The carbon content is low as a result of using refined ferro-chromium. The microstructures show the separation of accicular ferrit at increased chromium content (fig. 8. 9, 10). In the case of a 15% Cr weld the ferritic structure is evident, the grains are extended in the direction of the temperature gradient (fig. 11).

The conclusions of this paper are :

a) *it is possible to obtain high alloyed weld metals by welding with mild steel band-electrode, using ceramic fluxes;*

b) the results are useful for preparing ceramic fluxes.

CZ 621.791.75 : 533.9

Contribuții la studiul jetului de plasmă

DAVID POPOVICI, MIRCEA HRELESCU

În studiile asupra jetului de plasmă și aplicării lui la tăierea metalelor neferoase și oțelurilor inoxidabile, într-o primă etapă s-au făcut cercetări preliminare asupra „căldurii utile" a jetului, care este o caracteristică importantă la orice sursă de căldură. Prin căldura utilă a unei surse termice se înțelege cantitatea de căldură care vine de la sursă și este preluată de piesa care se prelucrează. Cu metoda de lucru folosită pentru determinarea căldurii utile nu s-a putut separa căldura care în mod normal este cedată de piesă mediului ambiant.

Determinările s-au efectuat cu un calorimetru transformat în acest scop (fig. 1).

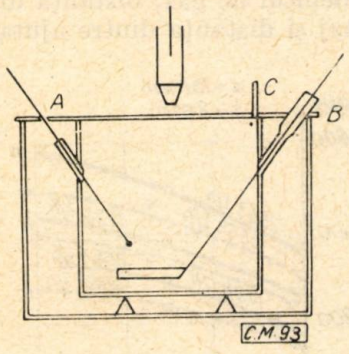


Fig. 1

Calorimetrul este format dintr-un rezervor de tablă închis pentru apă, iar partea superioară vine în contact cu jetul de plasmă. Rezervorul are două tuburi laterale : *A* pentru termometru și *B* pentru agitator. Pentru evacuarea aerului din rezervor în timpul umplerii s-a prevăzut țeava *C*. Acest rezervor este așezat într-un vas metalic mai mare, care este acoperit cu un capac.

Jetul de plasmă încălzește placa deasupra care transmite căldură apei din calorimetru, imitînd în acest fel condițiile reale în care se face încălzirea cu jet de plasmă.

Sursele de erori la măsurările efectuate provin de la faptul că vasul metalic în care se așază rezervorul de tablă complet închis nu are pereți dubli și că temperatura ambiantă nu este media aritmetică dintre temperatura inițială și cea finală. Erorile care se introduc în măsurări se apreciază după date practice a fi de circa 1 cal/s.

Prin măsurările efectuate s-a urmărit determinarea căldurii utile din căldura dezvoltată de jet în funcție de curentul I, distanța dintre electrod și ajutaj L, distanța dintre ajutaj și placă b, debitul indicat de rotametru q_A și de debitul corectat al argonului Q_A.

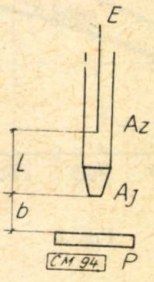


Fig. 2

Rezultatele măsurărilor sînt trecute în tabela 1.

Tabela 1

Nr. crt.	L, mm	b, mm	p, mm col. apă	q_A, l/h	Q_A, l/h	I, A	U_s, V	Căldură utilă, cal/s
1	15	2	196,8	1 000	886,5	165	17,5	201,61
2	15	2	196,8	1 000	886,5	225	18,5	290,46
3	15	2	196,8	1 000	886,5	285	20	341,71
4	15	2	477,1	2 000	1 738	150	23,3	349,45
5	15	2	477,1	2 000	1 738	225	24,3	386,14
6	15	2	477,1	2 000	1 738	305	25,1	433,98
7	15	2	916	3 000	2 553	150	26,6	365,64
8	15	2	916	3 000	2 553	225	28,3	495,49
9	15	2	916	3 000	2 553	310	30	580,92
10	20	2	196,8	1 000	886,5	150	20	116,20
11	20	2	196,8	1 000	886,5	225	21	205,03
12	20	2	196,8	1 000	886,5	310	23	239,20
13	20	2	477,1	2 000	1 738	150	24	177,70
14	20	2	477,1	2 000	1 738	230	25	266,54
15	20	2	477,1	2 000	1 738	300	27	304,13
16	20	2	916	3 000	2 553	150	28	269,79
17	20	2	916	3 000	2 553	225	29,5	372,47
18	20	2	916	3 000	2 553	295	32	461,32
19	25	2	196,8	1 000	886,5	165	22,5	102.51
20	25	2	196,8	1 000	886,5	230	25	177,71
21	25	2	196,8	1 000	886,5	305	26,3	201,61
22	25	2	477,1	2 000	1 738	150	27,6	164,02
23	25	2	477,1	2 000	1 738	225	29	205,03
24	25	2	417,1	2 000	1 738	310	30	242,60
25	25	2	916	3 000	2 553	150	31	222,12
26	25	2	916	3 000	2 553	225	32,5	300,71
27	25	2	916	3 000	2 553	315	34	372,30
28	15	3	196,8	1 000	886,5	155	18	164,02
29	15	3	196,8	1 000	886,5	225	19	235,80
30	15	3	196,8	1 000	886,5	305	21	266,54
31	15	3	477,1	2 000	1 738	155	23,1	247,70
32	15	3	477,1	2 000	1 738	235	25	351,30
33	15	3	477,1	2 000	1 738	300	27	396,40
34	15	3	916	3 000	2 553	150	28,5	300,71
35	15	3	916	3 000	2 553	235	30,7	468,12
36	15	3	916	3 000	2 553	305	31	492,07

U_s – tensiunea arcului ; p – presiunea la intrare în rotametru.

Curentul a fost furnizat de două generatoare de curent continuu tip GES 500, legate în serie, cu o tensiune de mers în gol de 120 V. Gazul de protecție este argonul tehnic.

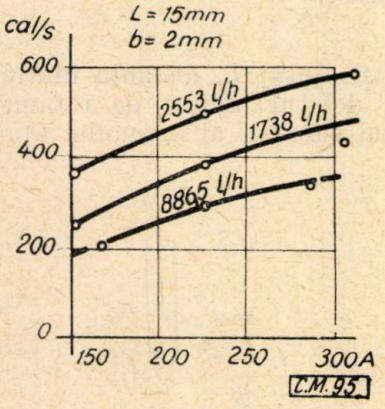


Fig. 3

Cu datele din tabela 1 se pot trasa curbele din figurile 3—7 (variația căldurii utile a jetului de plasmă în funcție de curent și debit

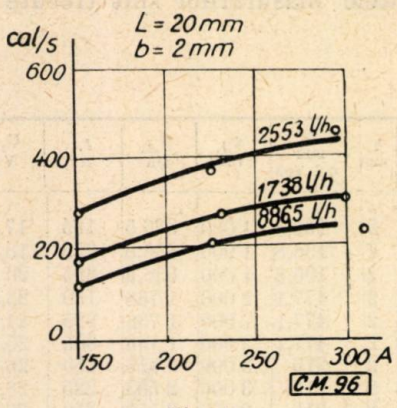


Fig. 4

de gaz) și 8—10 (idem, în funcție de distanța dintre electrod și ajutaj).

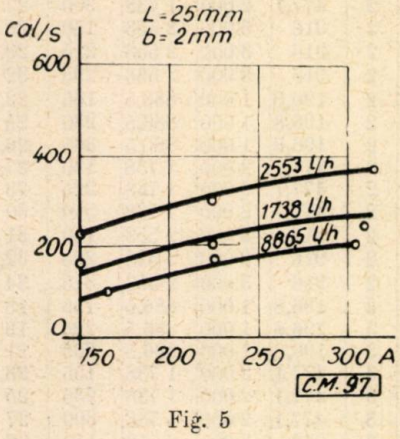


Fig. 5

Curbele trasate arată următoarele : căldura utilă a jetului de plasmă de argon crește cu creșterea curentului și a debitului de gaz și scade cu creșterea distanței L dintre vîrful electrodului și ajutaj, precum și cu creșterea distanței b dintre ajutaj și placă.

Datele din tabela 1 mai arată că tensiunea

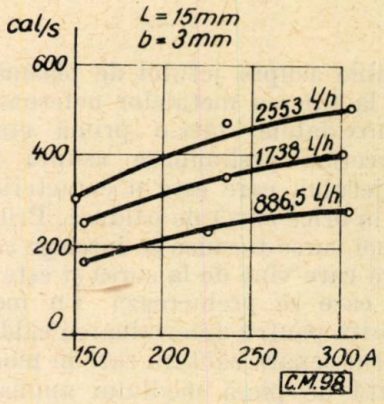


Fig. 6

jetului de plasmă crește cu creșterea curentului dacă debitul de gaz, distanța dintre electrod și ajutaj și distanța dintre ajutaj și placă

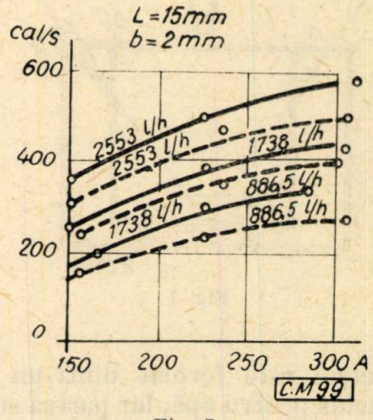


Fig. 7

se mențin constante, și că aceeași tensiune crește cu creșterea debitului de gaz, dacă dis-

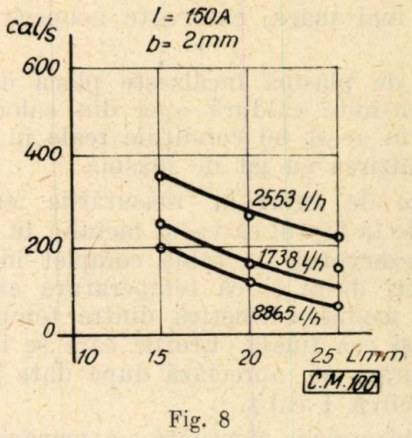


Fig. 8

tanța dintre electrod și ajutaj, ajutaj și placă și curentul se mențin constante.

Din fotografiile executate (fig. 11 : *a* — $I = 150$ A, $Q_A = 886{,}5$ l/h ; *b* — $I = 225$ A, $Q_A = 886{,}5$ l/h ; *c* — $I = 300$ A, $Q_A = 886{,}5$ l/h ; *d* — $I = 150$ A, $Q_A = 1\,738$ l/h ; *e* — $I = 225$ A, $Q_A = 1\,738$ l/h ; *f* — $I = 300$ A, $Q_A = 1\,738$ l/h ; *g* — $I = 150$ A, $Q_A = 2\,553$ l/h ; *h* — $I = 225$ A, $Q_A = 2\,553$ l/h ; *i* — $I = 300$ A, $Q_A = 2\,553$ l/h) reiese că lungimea jetului luminos crește cu creșterea curentului și cu creșterea debitului de argon (diametrul orificiului ajutajului este de 3 mm).

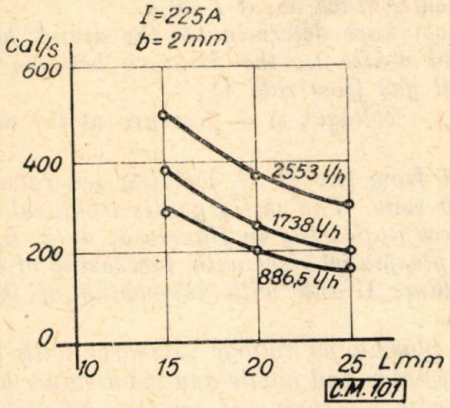


Fig. 9

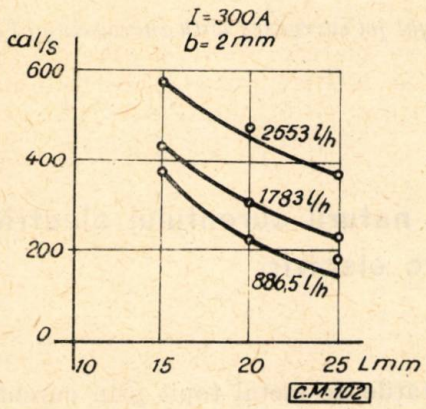


Fig. 10

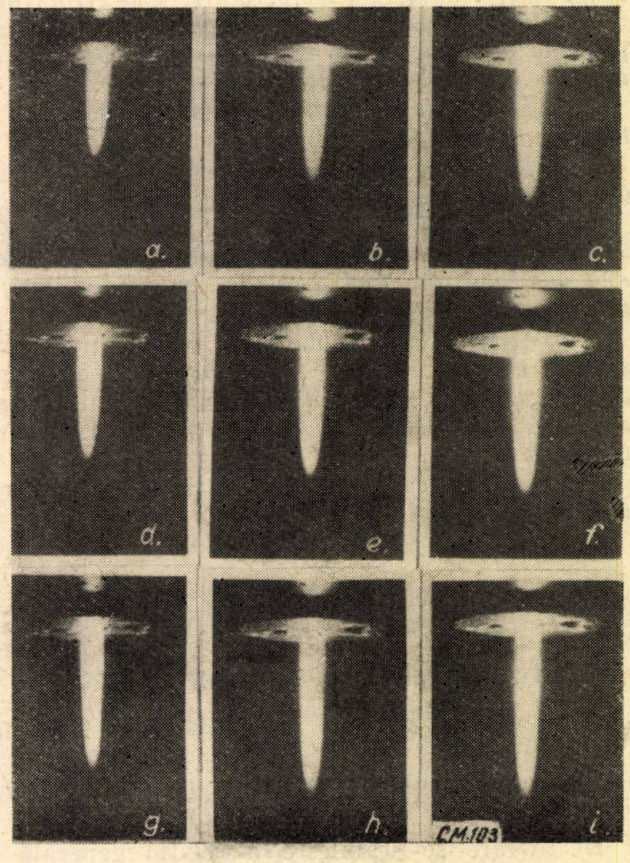


Fig. 11

[1] Spravocinik po svarke, vol. 2, 1961. [2] *Morris.* Issledovanie dughi postoianogo toka. Polucenie i issledovanie vîsokotemperaturnoi plazmî. Moscova, 1962, p. 152—163. [3] *Minoru Okada* și *Hiroshi Maruo.* Studies on the plasma jet. IIS XII—97—61. [4] *Minoru Okada* și *Hiroshi Maruo.* Fundamental researches on plasma jet and its applications. Technology report of the Osaka University, vol. 10, 1960. [5] *Wilkinson, J. B.* și *Milner, D. R.* Heat transfer from arcs. In : British Welding Journal, febr. 1960, p. 115—128.

DC 621.791.75 : 533.9

Contributions to the study of plasma jet

DAVID POPOVICI, MIRCEA HRELESCU

The studies on the plasma jet and its applications in cutting non-ferrous metals and stainless steels have been started by preliminary investigations on the „useful heat" of the plasma jet, which is an important characteristic for any heat source. Useful heat means the quantity of heat yelded by the source and received by the work (material being cut). With the method used it is not possible to separate the heat yelded in normal conditions by the work to the surrounding atmosphere. The determinations have been carried out with a calorimeter transformed for this purpose. The calorimeter is composed of an enclosed thin plate receiver. Its over part is in contact with the plasma jet. The receiver has two side tubes : A for the thermometer and B for the stirrer. During filling, the air is evacuated through the small tube C. This receiver is placed in an other larger metallic receiver and covered with a lid. The

overplate heated by the plasma jet transmits heat to the water in the receiver, imitating in this manner the real heating conditions of the plasma jet. The errors are created by the fact that the larger metallic receiver has not double walls and that the surrounding temperature is not the arithmetical mean of the initial and final temperature. The errors are appreciated to reach about 1 cal/s.

The measurements in straight polarity (nozzle is positive) have determinated the useful heat depending on the current I, *the distance between electrode and nozzle* L, *the distance between nozzle and the work* b, *the indicated gas flow rate* q_A *and the real gas flow rate* Q_A.

The results of measurements are shown in table 1 (U_s — *voltage*; p — *pressure at the entry to the rotameter, flow-meter*).

The measurements have been carried out using current from two D. C. welding generators type GES 500 connected in series, with a total open circuit of 120 volts. The shield gas is technical argon.

The experimental results can be represented by the curves appearing in figures 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10. The curves are indicating that the useful heat of the argon plasma jet rises with increasing of current and gas flow rate and decreases with increasing of the distance L *and with increasing of the distance* b.

The experimental data are further indicating that the plasma jet voltage increases with increasing of current when the gas flow rate, the distance between electrode and nozzle and the distance between nozzle and work are constant, and that the voltage increases with increasing of gas flow rate when the current, the distance between electrod and nozzle and the distance between the nozzle and work are constant.

The executed photos (fig. 11) show that the length of the bright jet increases with increasing of current and gas flow rate (the nozzle hole diameter is 3 mm).

CZ 621.791.75

Studiu tehnico-economic asupra influenței naturii curentului electric la sudarea manuală cu arc electric

OTTO SCHEGERIN

În lucrare se stabilește o relație generală pentru aprecierea factorului economic în cazul folosirii curentului alternativ sau a curentului continuu, ținînd seamă de toți factorii tehnici și tehnologici care intervin în procesul de sudare.

Înainte de a trece la enunțarea relației menționate se vor aminti pe scurt acei factori tehnici și tehnologici de care s-a ținut seamă. Trebuie observat că nu s-a luat în considerare cazul sudării cu curent pulsator.

1. Coeficientul de topire α_t, respectiv coeficientul de depunere α_d, au un rol important în calculul costurilor necesare sudării. Coeficientul de topire și coeficientul de depunere sînt determinați experimental pentru fiecare tip de electrod de sudură în parte, atît în curent alternativ, cît și în curent continuu.

Între coeficientul de depunere și cel de topire există relația:

$$\alpha_d = (1 - p'')\alpha_t, \qquad (1)$$

unde p'' reprezintă pierderile prin arderi și stropi; p'' se determină tot experimental și are valori cuprinse între 0,05 și 0,30, în funcție de procedeu sau electrod de sudură.

Pentru α_t s-a admis o valoare medie după încercările date de Böhler [11], și anume $\alpha_{tm} = 9{,}89$ g/Ah.

Cantitățile de metal topit prin curent alternativ și continuu, cu diferite tipuri de electrozi de sudură, sînt precizate în relațiile lui S. Klosowski [8], iar M. Akenson [1] dă pentru p'' următoarele valori: 0,14 pentru curent continuu și 0,20 pentru curent alternativ.

Diferențele obținute de S. Klosowski pentru sudarea în curent alternativ și curent continuu permit precizarea unui α_{tm} pentru fiecare caz în parte. Scăzînd pierderile stabilite de M. Akenson se obțin coeficienții de depunere (α_d):

$\alpha_G = 9{,}37$ g/Ah, pentru curent continuu, polaritate directă;
$\alpha_G = 7{,}65$ g/Ah, pentru curent continuu, polaritate inversă;
$\alpha_T = 7{,}91$ g/Ah, pentru curent alternativ.

2. Consumul de energie electrică este diferit la transformatoare, respectiv generatoare de sudură. Plecînd de la energia electrică măsurată la arcul electric cu electrozi înveliți, inclusiv învelișul, după K. Meller [1], $E = 1{,}4$ kWh/kg metal topit; ținînd seamă de pierderi, randamente și timpi de mers în gol medii, se obține energia electrică totală necesară:

$E_t = 4{,}01$ kWh/kg metal depus, în cazul curentului alternativ, și
$E_t = 8{,}07$ kWh/kg metal topit, în cazul curentului continuu.

3. Timpii de lucru t se compun din timpii de bază t_b şi timpii ajutători t_a, $t = t_b + t_a$. Timpii de bază, reprezentînd timpii efectivi de sudare, se calculează după relaţia :

$$t_b = \frac{G}{\alpha_d \cdot I}, \qquad (2)$$

unde G reprezintă greutatea materialului depus pe metru liniar de sudură în grame ; α_d — coeficientul de depunere, g/Ah ; şi I — curentul de sudare, A.

Timpii ajutători pot varia în limite foarte largi, în funcţie de condiţiile de lucru. De obicei, ei se dau în procente din timpii de bază. În medie, timpii ajutători sînt aproximativ egali cu timpii de bază. Trebuie însă precizat că, la sudarea în curent alternativ, aprinderea şi menţinerea arcului electric în timpul lucrului sînt mai dificile decît în cazul sudării în curent continuu. Din această cauză, se poate introduce un coeficient de corecţie mediu de 11% [1], [5]. Astfel, dacă la sudarea în curent continuu t_{bG} este egal cu t_{aG}, atunci :

$$t_G = t_{bG} + t_{aG} = 2t_{bG}, \qquad (3)$$

şi în curent alternativ :

$$t_T = 2{,}22\ t_{bT}, \qquad (4)$$

unde pentru curent continuu :

$$t_{bG} = \frac{G}{\alpha_G \cdot I} \qquad (5)$$

şi pentru curent alternativ :

$$t_{bT} = \frac{G}{\alpha_T \cdot I}. \qquad (6)$$

Se notează raportul

$$\frac{t_G}{t_{bG}} = k \qquad (7)$$

şi

$$\frac{t_T}{t_{bT}} = 1{,}11\ k. \qquad (8)$$

4. Cuantumul de electrozi de sudură, în kg, necesari pentru un metru liniar de sudură, depinde de grosimea învelişului, de pierderile p'' stabilite la punctul 1, şi de pierderile la capete p'. Valoarea lui p' este de 8% pentru electrozi de 450 mm lungime [1].

Pentru electrozi de sudură de tip titanic gros înveliţi, raportul dintre greutatea electrozilor şi a sîrmei corespunzătoare are, în medie, valoarea de 1,37.

De exemplu, 1 000 bucăţi de electrozi de sudură Böhler Fox SPE, cu diametrul de 5 mm, cîntăresc 95 kg cu înveliş şi 69,40 kg fără înveliş.

Deci pentru executarea unui metru liniar de sudură în curent continuu sînt necesari :

$$\frac{1{,}37\ G}{I - (0{,}08 + 0{,}14)} = 1{,}75\ G \text{ kg/m electrozi de sudură} \qquad (9)$$

şi în curent alternativ :

$$\frac{1{,}37\ G}{I - (0{,}08 + 0{,}2)} = 1{,}9\ G \text{ kg/m electrozi de sudură.} \qquad (10)$$

5. Preţul de cost al sudurii se compune din cheltuieli fixe (amortisment, cheltuieli de întreţinere a utilajului şi dobîndă) şi cheltuieli variabile (costul electrozilor de sudură, costul manoperei, costul regiei şi costul energiei electrice consumate).

Cheltuielile fixe se repartizează pe numărul de metri liniari de sudură executaţi într-un an (sau altă unitate de timp).

Cu cele stabilite anterior, preţul de cost al unui metru liniar de sudură executat în curent alternativ este :

$$P_T = C_{fT} \frac{t_T}{t} + C_{VT} \qquad (11)$$

sau

$$P_T = C_{fT} \frac{1{,}11\ k \cdot t_{bT}}{t} + 0{,}0019\ p_e G + 1{,}11\ k_{bT} s + 1{,}11\ k \cdot t_{bT} \cdot s \cdot r + 0{,}00401\ p_c G, \qquad (12)$$

unde :

p_e este preţul unui kg de electrozi de sudură ;
p_c — preţul energiei electrice pe kWh ;
s — salariul pe oră al sudorului ;
r — regia atelierului $\left(\frac{\%}{100}\right)$;
t — numărul total de ore lucrate.

În mod analog, preţul de cost al unui metru liniar de sudură executat în curent continuu şi polaritate directă va fi :

$$P_G = C_{fG} \frac{t_G}{t} + C_{VG} \qquad (13)$$

sau

$$P_G = C_{fG} \frac{k \cdot t_{bG}}{t} + 0{,}00175\ p_e G + k \cdot t_{bG} \cdot s + k \cdot t_{bG} \cdot s \cdot r + 0{,}00807\ p_c G. \qquad (14)$$

Pentru simplificare, nu va fi analizat în continuare cazul sudării în curent continuu şi polaritate inversă, subliniind că, în acest caz, preţul de cost se apropie sensibil de cel al sudării în curent alternativ în baza experienţelor şi calculelor făcute.

Diferenţa dintre cele două preţuri P_T şi P_G va arăta care dintre procedee este mai economic şi cu cît. Notînd cu m numărul de metri

liniari executați în timpul t, se obține diferența totală la preț de cost dintre cele două procedee:

$$e = (P_T - P_G)\ m, \tag{15}$$

unde:

$$m = \frac{t}{1{,}11\ k \cdot t_{bT}}.$$

Deci

$$e = \left[C_{fT} \frac{1{,}11\ k \cdot t_{bT}}{t} + 0{,}0019\ p_e G + 1{,}11\ k \cdot t_{bT} \cdot s + \right.$$
$$+ 1{,}11\ k \cdot t_{bT} \cdot s \cdot r + 0{,}00401\ p_e G -$$
$$- \left(C_{fG} \frac{k \cdot t_{bG}}{t} + 0{,}00175\ p_e G + k \cdot t_{bG} \cdot s + \right.$$
$$\left. \left. + k \cdot t_{bG} \cdot s \cdot r + 0{,}00807\ p_e G \right) \right] \frac{t}{1{,}11\ k\ t_{bT}}. \tag{16}$$

Înlocuind pe t_{bG} și t_{bT} din (5) și (6) și pe α_G și α_T stabiliți anterior la punctul 1, se obține formula economiei:

$$e = C_{fT} - 0{,}762\ C_{fG} + (0{,}00026\ p_e -$$
$$- 0{,}0072\ p_c) k \cdot t \cdot I + 0{,}238\ s \cdot t \cdot (1 + r),$$
$$\text{valută/an.} \tag{17}$$

Din formula (17) se poate deduce că, pentru $e > 0$, sudarea în curent continuu și polaritate directă este mai economică și, pentru $e < 0$, sudarea în curent alternativ prezintă avantaje economice.

Formula poate suferi eventuale mici modificări, aproape insensibile și în locuri izolate, dacă se vor folosi electrozi de sudură cu coeficienți de topire diferiți de coeficientul de topire mediu adoptat.

Deoarece în formulă nu s-a ținut seamă de costurile sau penalizările aplicate pentru curentul produs de transformatoarele de sudură, acestea fiind foarte ridicate, în cheltuielile fixe C_{fT} se ține seamă și de costul proporțional al instalației de îmbunătățit cos φ.

6. Împărțind cu C_{fT} și notînd raporturile:

$$\frac{e}{C_{fT}} = \varepsilon, \tag{18}$$

$$\frac{C_{fG}}{C_{fT}} = \Gamma, \tag{19}$$

$$\frac{p_e}{C_{fT}} = \Pi_e, \tag{20}$$

$$\frac{p_c}{C_{fT}} = \Pi_c, \tag{21}$$

$$\frac{s}{C_{fT}} = \psi, \tag{22}$$

se obține formula generală a economiilor:

$$\varepsilon = 1 - 0{,}762\ \Gamma + (0{,}00026\ \Pi_e - 0{,}0072\ \Pi_c) ktI +$$
$$+ 0{,}238\ \psi\, t\,(1 + r), \tag{23}$$

unde ε devine o funcție de variabilele t și I:

$$\varepsilon = f(t, I). \tag{24}$$

Notînd

$$0{,}762\ \Gamma + (0{,}0026\ \Pi_e - 0{,}0072\ \Pi_c)\ ktI +$$
$$+ 0{,}238\ \psi t\ (1 + r) = \Phi, \tag{25}$$

se poate deduce $\varepsilon > 0$ pentru $\Phi < 1$ cînd sudarea în curent continuu și polaritate directă este mai economică sau $\varepsilon < 0$ pentru $\Phi > 1$ cînd sudarea în curent alternativ este mai economică.

Dînd pentru coeficienții Γ, Π_e, Π_c, ψ, k și r valori medii, după cum urmează $\Gamma = 1{,}7$; $\Pi_e = 0{,}00404$; $\Pi_c = 0{,}000752$; $\psi = 0{,}00694$; $k = 2$ și $r = 1{,}5$, se obțin (fig. 1: economiile specifice $\varepsilon = \frac{e}{C_{fT}}$) $\varepsilon = f(I,t)$ și (fig. 2: prețurile specifice $P_G = \frac{P_G}{C_{fT}}$ și $P_T = \frac{P_T}{C_{fT}}$) $P = f(I,t)$.

Pentru figura 2 s-a mai admis $G = 1\,000$ g/m. Pentru alte valori ale lui G se obțin alte suprafețe în spațiu, fără însă ca figura 1, respectiv ε, să sufere vreo modificare. ε fiind o cifră fără dimensiuni, la stabilirea valorilor efective ale lui P_T și P_G, respectiv e din (15), se va ține seamă de relația (18).

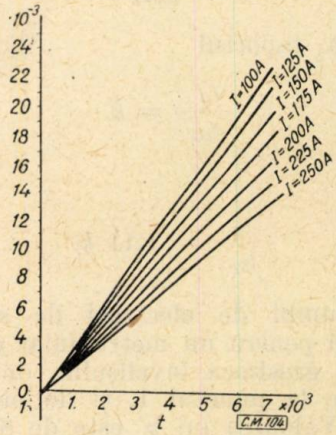
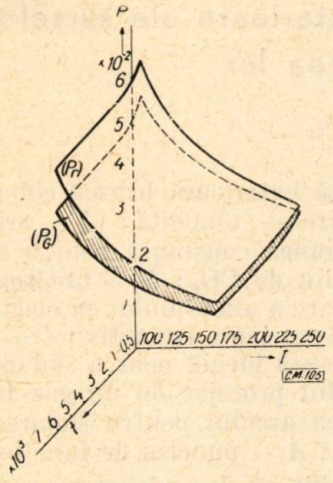


Fig. 1

7. În concluzie sînt de reținut următoarele:

a) O uzină va putea ușor stabili, după formulele (17), (23) sau (25), dacă curentul continuu sau cel alternativ pentru sudare este mai rentabil și cu cît, după cum $e > 0$ sau $e < 0$, respectiv $\Phi < 1$ sau $\Phi > 1$.

b) Economiile stabilite nu depind de grosimea sau dimensiunile pieselor, care pot fi foarte variate într-o uzină.



Fig, 2

c) Pe lîngă factorii economici, cei tehnologici sînt hotărîtori. Asupra acestora trebuie să decidă specialistul sudor. Din punct de vedere tehnologic, curentul continuu prezintă mai multe avantaje. Totodată, într-o exploatare rațională, în marea majoritate a cazurilor e va fi mai mare decît zero și deci, din punct de vedere economic, curentul continuu este mai rentabil.

d) Economiile maxime se pot obține printr-o organizare judicioasă a locurilor de muncă. Se va ține seamă de repartizarea utilajelor de sudură într-o uzină, astfel încît la locurile de muncă unde $e>0$ să funcționeze generatoare de sudură și la locurile de muncă cu $e<0$, transformatoare de sudură, în afara cazurilor cînd acest lucru nu este posibil din punct de vedere tehnologic.

[1] *Miklosi, C.* și *Teodorescu, C. C.* Procedeele industriale de sudură. București, 1936. [2] *Glizmanenko, D. L.* Sudarea și tăierea metalelor. București, Editura tehnică, 1953. [3] *Hrenov, K.K.* Sudarea, tăierea și lipirea metalelor. București, Editura tehnică, 1954. [4] *Vasile, I., Bakonyi, C.* și *Stoenescu, O.* Tehnologia sudării și a tăierii metalelor. București, Editura tehnică, 1958. [5] *Besson, A.* Vergleich zwischen Gleichstrom und Wechselstrom-Lichtbogenschweissung. In: S.T.Z., 1963. [6] *Kurovszky, I.* Ivhegesztés. Budapesta, 1960. [7] *Schmid, A.* Sweisstromquellen. In: Journal de la Soudure, 1963. [8] *Klosowski, S.* Elektrodak leolvadasi teljesitménye. IV Hegesztéstehnikai Konferencia alöadàsai. Budapesta, 1963. [9] *Makeev, M. G.* Cu privire la problema dependenței coeficientului de topire de curentul de sudură. Probleme de sudură. București, Editura Academiei R.P.R. traducere din limba rusă, 1954, p. 16—19. [10] *Teodorescu, C. C.* și *Mocanu, D. R.* Calculul și încercările îmbinărilor sudate. București, Editura tehnică, 1957. [11] * * * Wissenswertes für den Schweissen. Viena, 1958.

CD 621.791.75

Étude technique et économique sur l'influence qu'a la nature du courant électrique pour le soudage manuel à l'arc électrique

OTTO SCHEGERIN

L'article contient une étude technique et économique comparative entre l'utilisation du courant continu, respectivement du courant alternatif, pour le soudage manuel à l'arc électrique. On arrive à une formule générale $e = f(I, t)$ *qui représente l'économie réalisée par un procédé, comparée à celle obtenue par l'autre, en value temps (an). En même temps, on a établi, par une formule sans dimensions, les économies spécifiques* $\varepsilon = f(I, t)$ *; grâce à cette formule on a pu tracer les diagrammes des figures 1 et 2, valables généralement et indépendamment de la valeur monétaire.*

CZ 621.791.75

Unele considerații practice asupra caracteristicilor statice ale arcului pentru sudare, asupra caracteristicilor exterioare ale surselor de alimentare și comportarea lor

Conf. ing. ALEXANDRU IVANCENCO

Caracteristica principală a arcului electric de sudare este caracteristica statică a lui ; ea determină dependența dintre valorile stabilizate ale intensității de curent și ale tensiunii arcului, pentru o lungime constantă a lui. După cum se știe, tensiunea arcului este alcătuită din suma tensiunilor a trei zone ale ei : catodică, anodică și coloana arcului. Dependența fiecăreia dintre aceste componente ale tensiunii arcului în funcție de curent determină una sau alta dintre formele caracteristicii statice a arcului.

Nivelul cunoștințelor actuale asupra teoriei arcului de sudare nu permite calcularea matematică a acestor dependențe și, de aceea, construcția caracteristicii statice a arcului de sudare pe cale de calcul nu poate fi executată.

În consecință, pentru rezolvarea problemelor practice se recurge la datele care rezultă pe cale experimentală. În această privință există un bogat material experimental asupra arcului de sudare [3], [4], [5], [6], [12], [13], [14], [15], scoțîndu-se în evidență multiplele lui proprietăți și esența proceselor ce au loc în arc sub diferitele sale forme (arc deschis, acoperit sau protejat), în funcție de felul sau caracterul mediului în care se produce descărcarea arcului electric.

Corespunzător formelor arcului de sudare, procedeele de sudare pot fi grupate în trei categorii principale (clasificarea procedeelor speciale de sudare se află în discuția IIS/IIW doc. XII—28—59) :

1. sudarea electrică cu arc deschis cu electrod metalic fuzibil neînvelit sau învelit sau cu electrod nefuzibil ;
2. sudarea electrică cu arc acoperit, sub strat de flux, cu electrod metalic fuzibil sau nefuzibil ;
3. sudarea electrică cu arc, cu electrod fuzibil sau nefuzibil în mediu protector de gaze (inerte sau active).

Tot astfel sursele de alimentare pot fi grupate după caracteristicile lor exterioare în trei grupe mari :

a. sursele de curent cu caracteristica exterioară coborîtoare ;

b. sursele de curent cu caracteristica exterioară rigidă ;

c. sursele de curent cu caracteristica exterioară urcătoare.

In figura 1 sînt reprezentate diferitele caracteristici exterioare ale surselor de curent (*1* — caracteristică exterioară bruscă coborîtoare ; *2* — coborîtoare — alungită ; *3* — orizontală — rigidă, tensiunea constantă pentru toate pozițiile în mediu de CO_2 ; *3'* — urcătoare pentru sudarea cu arc a aluminiului cu electrod fuzibil în mediu de gaz inert sau activ ; *4* — caracteristică considerată ideală pentru sudarea cu electrod nefuzibil protejat de un gaz inert ; *L* — caracteristica arcului pentru sudarea manuală cu electrozi ; *A* — punctul de funcționare).

Este stabilit că, la sudarea manuală cu arc, din punct de vedere tehnologic, este mult mai convenabil să fie caracteristica exterioară a sursei de curent brusc coborîtoare, mai ales în porțiunea dintre punctul de funcționare și punctul de scurtcircuit stabilizat.

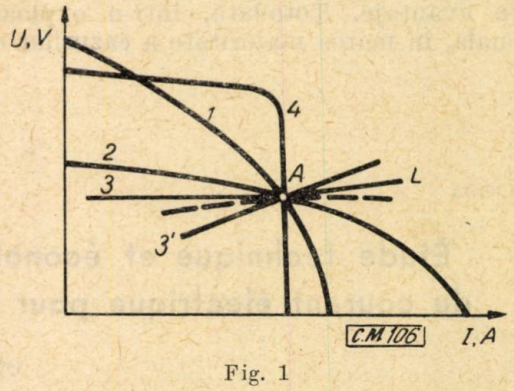


Fig. 1

În acest caz, după cum se vede din figura 2 (*1* — caracteristica exterioară a sursei de alimentare ; *2* și *3* — caracteristicile statice ale arcului pentru $l_1 < l_2$), chiar dacă sînt inevitabile unele perturbări în lungimea arcului, fie

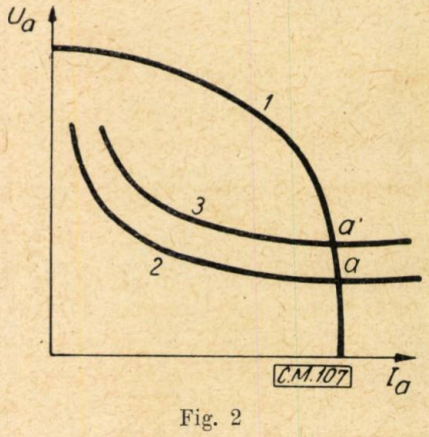


Fig. 2

din cauza balansării mîinii sudorului, fie din alte cauze ce provoacă schimbări de lungime a arcului, practic aproape că nu se produc variații ale curentului de sudare, iar ca urmare se păstrează aproape aceleași condiții de topire a electrodului; viteza lui se consideră, cu o eroare admisibilă, că depinde numai de intensitatea curentului și este independentă de tensiunea arcului.

Datele experimentale [6] arată că, pentru curenți și densități relativ mici, suprafețele petelor catodice și anodice cresc aproape proporțional cu intensitatea de curent și deci intensitatea de curent pe catod și anod rămîne aproape neschimbată. Pornind de la această concluzie se consideră că intensitatea cîmpului electric în zonele din preajma electrozilor, precum și căderile de tensiune anodică și catodică, aproape că nu depind de intensitatea curentului. De aici se poate trage o concluzie importantă, și anume că forma caracteristicii statice a arcului este determinată numai de starea coloanei arcului.

Cînd una dintre petele active se răspîndește și ocupă întreaga secțiune a electrodului și creșterea ei în continuare devine imposibilă, atunci și creșterea diametrului coloanei arcului este strangulată.

Creșterea curentului în continuare și, în special, a densității de curent în electrod duce la obținerea ramurii urcătoare a caracteristicii statice a arcului (fig. 3; $l_1 > l_2 > l_3$). În porțiunea $d-e$ a caracteristicii statice, creșterea ei se explică nu numai prin variația densității de curent în coloana arcului și de bilanțul energetic al ei, ci și prin creșterea tensiunii în zonele din preajma electrozilor. Pata activă (de exemplu, pe catod), ocupînd întreaga secțiune a electro-

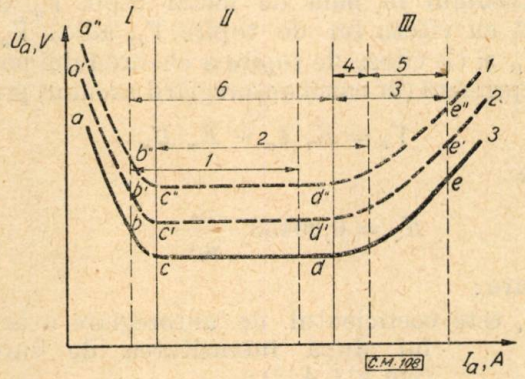


Fig. 3

dului, la o creștere în continuare a curentului este strangulată (încorsetată) în raport cu starea ei naturală cînd suprafața ei nu era restrînsă. Se presupune că aceasta duce la creșterea densității de curent în zona catodică și la creșterea tensiunii catodice, ceea ce face ca forma caracteristicii statice a arcului să devină urcătoare.

Deci caracteristica statică a arcului este alcătuită din următoarele ramuri: — coborîtoare ($a - b - c$), la care cu creșterea curentului (în domeniul curenților mici) scade sensibil tensiunea; — aproape orizontală, porțiunea rigidă ($c - d$); — urcătoare ($d - e$), la care, cu creșterea intensității curentului de sudare, crește tensiunea.

Funcție de forma caracteristicii statice a arcului, deci funcție de condițiile de existență a arcului, variază și procedeul de sudare și sursele de alimentare cu curent, cu caracteristicile lor exterioare specifice.

În figura 3, ramura ($a-b$) a caracteristicii nu asigură arderea stabilă a arcului și, practic, nu se folosește. Sudarea manuală cu electrozi de calitate se face, de obicei, cu densități mici de curent corespunzător intervalului *1*. Sudarea automată și semiautomată sub strat de flux se face în intervalul *2* cu densități normale în electrod. Sudarea în atmosferă de bioxid de carbon sau alt gaz protector se face de regulă cu densități mari de curent, adică de obicei se lucrează în porțiunea *3*. În cadrul acestei porțiuni se deosebește o subdiviziune *4* caracteristică pentru sudarea cu sîrmă-electrod groasă, iar subdiviziunea *5* se caracterizează pentru sudarea cu sîrmă-electrod subțire.

În porțiunea *3* se execută și sudarea sub strat de flux cu densități mari de curent în electrod. Porțiunea *6* se folosește pentru sudarea în mediu de gaz cu electrod nefuzibil. În această porțiune, caracteristica statică a arcului începe cu o parte coborîtoare cu trecere spre porțiunea rigidă a ei.

Această „zonare" a caracteristicii statice urmărește un scop practic și este valabilă pentru condiții normale specifice de lucru.

Starea stabilă a arcului și menținerea arderii lui de durată, fără devieri de la regimul prescris, sînt condiționate de mai mulți factori, dintre care cei mai importanți sînt factorii care sînt în funcție de procesele electrice și termice ce se petrec în arc și factorii care sînt în funcție de caracteristicile surselor de alimentare și ale altor elemente ce intră în circuitul de sudare.

În primul grup de factori are importanță practică legătura dintre stabilitatea arderii arcului și viteza de topire a electrodului.

Se știe că, dacă se introduc în arcul ce arde (între doi electrozi de oțel) componenți ușor ionizabili, viteza de topire a catodului totdeauna scade. Dacă însă se introduc în arc vapori ce ionizează greu, aceasta nu contribuie la mărirea energiei care se dezvoltă în zona catodică. Astfel se ajunge la o limită în ce privește ridicarea productivității de topire a electrodului.

Introducerea ionilor negativi în coloana arcului este urmată de o creștere a temperaturii în

coloana arcului şi a tensiunii catodice, iar coeficientul de topire a electrodului va creşte şi el.

O altă metodă care permite depăşirea acestei limite de ridicare a productivităţii de topire a catodului este introducerea suplimentară a energiei termice în catod pe calea încălzirii capătului liber al electrodului prin curent electric; mai sînt şi alte metode.

Deci, esenţa interdependenţei dintre productivitatea de topire a electrodului şi stabilitatea arderii arcului constă în faptul că atît viteza de topire a catodului, cît şi stabilitatea arderii arcului, sînt determinate de unul şi acelaşi factor — potenţialul efectiv de ionizare a gazului din spaţiul arcului.

Pentru a avea o aprindere sigură a arcului de curent alternativ în vapori de fier la începutul fiecărei semiperioade, viteza de creştere a intensităţii cîmpului dintre electrozi trebuie să fie mai mare decît 2.10^7 V/s, iar în vapori de potasiu să fie mai mare decît $1{,}0.10^6$ V/s [13], deci sursele de curent alternativ trebuie să aibă proprietatea unei rapide creşteri a intensităţii cîmpului $\left|\frac{dE}{dt}\right|$.

Experienţa arată că sursele existente, în general, sînt astfel construite încît asigură viteza de creştere a intensităţii cîmpului în limitele 10^6—10^7 V/s.

Este necesar ca la proiectarea surselor de alimentare înalt productive să se acorde o atenţie deosebită proprietăţilor lor dinamice.

Dar arcurile ce asigură un coeficient înalt de topire a electrodului sînt insuficient de stabile, mai ales la curent alternativ. Aceasta nu înseamnă însă că orice arc instabil trebuie să fie şi înalt eficient. Reducerea stabilităţii arcului poate fi şi din cauza învelişului neuniform al electrodului sau a neomogenităţii lui etc. Dacă astfel de cauze lipsesc, atunci viteza de topire a electrodului poate servi drept măsură a stabilităţii de ardere a arcului.

Ca măsuri practice ce se aplică pentru ridicarea stabilităţii arderii arcului, în cazul curentului alternativ, se pot indica printre altele:

— construirea surselor de curent ce asigură o importantă viteză de creştere a tensiunii, fie la schimbarea polarităţii, fie la întreruperea arcului;

— introducerea în arc a unor cantităţi strict calculate şi dozate ale elementelor ionizante;

— aplicarea prin suprapunere a unor impulsuri prin excitatoare de impulsuri; ele asigură trecerea impulsului de tensiune în fiecare semiperioadă, în momentul trecerii curentului de sudare prin zero sau într-o altă fază.

Din a doua grupă de factori care determină stabilitatea arderii arcului se va insista asupra caracteristicilor exterioare ale surselor de alimentare.

Pentru arderea stabilă a arcului, caracteristica statică a lui $U_a = \mathrm{f}\,(I_a)$ şi caracteristica sursei de alimentare $U = \mathrm{f}\,(I)$ trebuie să satisfacă criteriul de stabilitate într-un punct comun al sistemului sursă de curent-arc, adică $s = \left[\frac{dU_a}{dI_a} - \frac{dU}{dI}\right] > 0$, unde s este coeficientul de stabilitate a sistemului. Întrucît la sudarea manuală şi, în majoritatea cazurilor, la sudarea automată sub flux $\frac{dU_a}{dI_a} \leqslant 0$, atunci pentru îndeplinirea condiţiilor de stabilitate a sistemului trebuie ca $\frac{dU}{dI} < 0$ sau altfel caracteristica exterioară a sursei de alimentare la curent alternativ să fie coborîtoare.

La curenţi mari, la densităţi mari, caracteristica statică a arcului devine, după cum s-a văzut, pozitivă $\frac{dU_a}{dI_a} > 0$. În acest caz condiţia arderii stabile va fi dacă $\frac{dU}{dI} = 0$ şi $\frac{dU}{dI} > 0$, dar $\left|\frac{dU}{dI}\right| < \left|\frac{dU_a}{dI_a}\right|$, adică atunci cînd caracteristica sursei de alimentare este rigidă sau urcătoare.

Folosirea caracteristicilor rigide permite reducerea sensibilă a tensiunii la mers în gol a sursei, ceea ce este foarte important pentru reducerea greutăţii şi a preţului de cost al generatorului, întrucît aceşti factori sînt proporţionali cu tensiunea de mers în gol.

Nu trebuie însă să se depăşească anumite limite din cauza îngreuierii aprinderii arcului.

Din teoria stabilităţii arderii arcului, pornind de la condiţia că stabilitatea statică a sistemului este posibilă dacă viteza de avans al electrodului în baia de metal topit V_a este egală cu viteza lui de topire V_t, adică $V_a = V_t$, şi că viteza de topire a electrodului poate fi exprimată (în cazul autoreglării arcului) prin:

$$V_t = K_i I_a - K_u U_a \qquad (1)$$

unde

$$K_i = 0{,}00453 \frac{\alpha_t}{d_e^2} \qquad (2)$$

în care:

K_i este coeficientul de autoreglare a arcului după intensitatea de curent ($\mathrm{cm\ s^{-1}\ A^{-1}}$);

K_u — acelaşi coeficient după tensiune ($\mathrm{cm\ s^{-1}\ V^{-1}}$);

α_t — coeficientul de topire a electrodului ($\mathrm{g\ A^{-1}\ h^{-1}}$);

d_e — diametrul electrodului (mm),

se dovedeşte că constanta de timp a autoreglării $T_{ar} > 0$ şi că, la orice abatere a lungimii arcului,

fenomenele au loc în așa fel încît abaterea sau devierea dispar în perioada imediat următoare. Autoreglarea este cu atît mai eficientă, cu cît caracteristica sursei va fi mai puțin înclinată, deoarece în acest caz s scade. De aceea, și sistemele de sudare automată folosesc din ce în ce mai mult sursele de curent cu caracteristica rigidă sau chiar urcătoare, în special în cazul sudării electrice în mediu gazos.

Întrucît intensitatea mare a cîmpului electric E_c în coloana arcului duce la micșorarea constantei de timp T_{ar} a autoreglării, adică duce la îmbunătățirea condițiilor de autoreglare, se constată că, la sudarea sub strat de flux, autoreglarea este mai intensă ($E_c = 30-35$ V/cm) decît în aceleași condiții la sudarea în mediu gazos ($E_c = 7-15$ V/cm).

În cazul procedeelor moderne de înaltă productivitate, cu densități ridicate de curent, ca de exemplu la sudarea în CO_2 sau sub flux, se folosește în prezent aproape exclusiv aparatura de sudare cu viteza de avans a sîrmei-electrod, lucrînd după principiul autoreglării.

Variațiile lungimii arcului, care apar datorită neregularităților de pe suprafața piesei sau a rosturilor, ori datorită mișcării mîinii — la sudarea semiautomată — sînt compensate printr-o caracteristică judicios aleasă pentru sursa de curent.

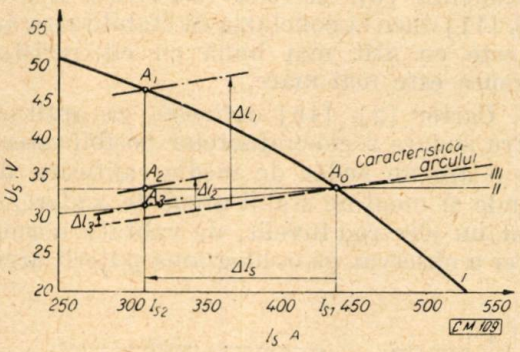


Fig. 4

În figura 4 sînt reprezentate trei feluri de caracteristici exterioare ale surselor de curent I, II și III, intersectate de caracteristica statică a arcului 1 în punctul de funcționare stabilă A_0, adică $V_a = V_l$. O perturbare în acest regim stabil de ardere se manifestă printr-o modificare a lungimii arcului.

Modificarea vitezei de avans a sîrmei-electrod atrage după sine modificarea direct proporțională a intensității curentului de sudare.

Scăzînd viteza de avans a sîrmei-electrod, punctul A_0 se deplasează în lungul caracteristicii exterioare pînă la valoarea curentului la care se restabilește echilibrul dintre viteza de topire și viteza de avans a sîrmei-electrod. Punctul A_0 se mută deci în punctele A_1, A_2 și A_3, corespunzător cu lungimile modificate ale arcului Δl_1, Δl_2 și Δl_3. Se observă că cea mai mare modificare a lungimii arcului este în cazul caracteristicii exterioare pronunțat coborîtoare și este nulă cînd caracteristica exterioară a sursei se suprapune peste caracteristica arcului.

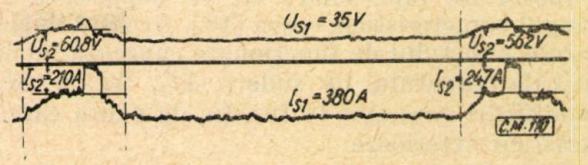


Fig. 5

Din oscilograma tensiunii și a curentului în cazul sursei cu caracteristica pronunțat coborîtoare (fig. 5 : I_{S2} și U_{S2} sînt curentul și tensiunea arcului în momentul perturbării) se vede o variație importantă a tensiunii arcului. Iar în cazul sursei cu caracteristica aproape orizontală (fig. 6), tensiunea arcului rămîne

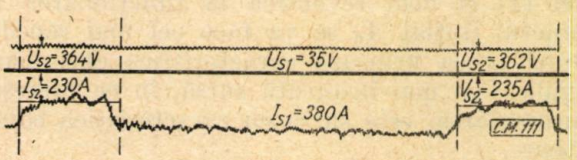


Fig. 6

practic constantă în cazul unei perturbări a vitezei de avans a sîrmei-electrod. În acest caz, aspectul stratului depus prin sudare este uniform; lucrurile se petrec invers în cazul caracteristicii exterioare pronunțat coborîtoare [18].

În cazul unei modificări directe a lungimii arcului (fig. 7) ce apare la sudarea semiautomată și se datorește conducerii necorespunzătoare a pistolului, viteza de avans a sîrmei-electrod rămîne constantă dacă nu intervin concomitent și defecțiuni în mecanismul de avans al sîrmei. În acest caz, punctul de funcționare se deplasează fără a fi stabil, întrucît egalitatea dintre viteza de înaintare a sîrmei-electrod și cea de topire a ei nu mai este satisfăcută.

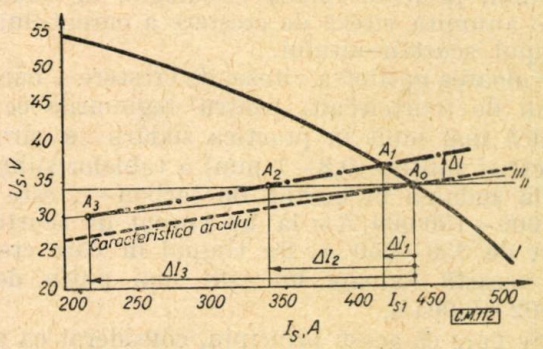


Fig. 7

Scăzînd valoarea curentului, viteza de topire a sîrmei scade, iar viteza de avans a sîrmei rămînînd constantă, se aduce în arc o canti-

tate mai mare de sîrmă decît aceea ce poate fi topită [18].

Caracteristica arcului se deplasează în sus, paralel cu ea însăşi, intersectînd cele trei caracteristici exterioare în punctele A_1, A_2 şi A_3. Punctul de funcţionare A_0 se deplasează în lungul caracteristicii sursei [18]. Această deplasare a punctului de funcţionare cauzează modificările curentului de sudare ΔI_1, ΔI_2 şi ΔI_3, modificări care sînt în funcţie de panta caracteristicii exterioare.

Întrucît viteza de avans a sîrmei a rămas constantă, iar viteza de topire scade datorită scăderii curentului, lungimea arcului va scădea şi ea în aşa măsură încît punctul de funcţionare revine în A_0.

În figura 7 se observă că devierea maximă a curentului are loc pentru caracteristica exterioară urcătoare, adică în cazul cînd viteza de topire va scădea cel mai mult, conform relaţiei (1) şi deci revenirea la funcţionarea în punctul iniţial A_0 se va face cel mai repede. După aceea urmează caracteristica exterioară rigidă. Cea mai încercată sursă, în ce priveşte autoreglarea, este sursa cu caracteristica coborîtoare.

În afară de forma caracteristicii exterioare a sursei de curent, valoarea curentului de scurtcircuit influenţează caracterul procesului de sudare. În baza unor cercetări legate de modificarea caracterului procesului de topire a electrozilor, s-a ajuns la necesitatea elaborării unui nou tip de redresor (ZIS-G-127-59) [18]. Acest redresor, în domeniul curenţilor uzuali are caracteristica exterioară aproape rigidă, deosebindu-se de redresoarele obişnuite prin posibilitatea unei reglări continue a tensiunii de sudare, bazată pe un principiu nou, şi prin introducerea în circuitul de sudare a unei inductivităţi care serveşte la limitarea curentului de scurtcircuit (după diametrul sîrmei-electrod).

Sursa de alimentare cu curent va avea proprietăţi dinamice superioare, trebuind să asigure o mare viteză de ridicare a tensiunii în spaţiul arcului, la întreruperea circuitului de sudare, şi o anumită viteză de creştere a curentului în timpul scurtcircuitului.

Valoarea optimă a vitezei de creştere a curentului de scurtcircuit, pentru regimurile ce se aplică mai mult în practica sudării cu sîrma-electrod subţire (0,8—1 mm) a tablelor subţiri, — la sudarea în bioxid de carbon —, este de 70 000—150 000 A/s la un curent de scurtcircuit de 350—550 A, iar timpul în care creşte la această valoare nu este mai puţin decît 0,002—0,004 s.

Se pare că acest principiu, considerat ca nou [18], a fost pus la baza construcţiei redresorului menţionat.

Generatoarele de sudare cu caracteristica exterioară brusc coborîtoare nu asigură practic aprinderea sigură a arcului în cazul sîrmei-electrod cu diametrul mai mic decît 1 mm, pentru curentul de sudare de 100 A. În mod evident se ameliorează aprinderea arcului la alimentarea lui de la un generator cu caracteristica rigidă.

Experienţa arată că condiţiile legate numai de caracteristica exterioară a sursei de curent nu asigură totdeauna calităţi bune ale cusăturii sudate, trebuind cunoscută şi studiată comportarea în regim tranzitoriu a sursei, adică proprietăţile ei dinamice. Deci, nu toate sursele de alimentare cu curent sînt apte pentru sudare.

Determinarea aptitudinii pentru sudare a generatoarelor de curent continuu

Un generator pentru sudare constituie o maşină electrică cu proprietăţi mult deosebite faţă de celelalte categorii de maşini electrice. Prin măsurarea curenţilor, a tensiunii, prin determinarea puterii şi a altor parametri ai acestor maşini, nu se poate hotărî dacă corespund sau nu în ce priveşte alimentarea arcului de sudare.

Unele indicaţii asupra aptitudinii unui generator de a fi sau nu corespunzător pentru sudare se pot obţine prin proba cu sudor, metoda rezistenţei aparente sau prin măsurări complexe de laborator.

Proba cu sudor este departe de a fi proba concludentă [9]. Metoda rezistenţei aparente [10], [11] duce la concluzia că stabilitatea arcului este cu atît mai bună cu cît rezistenţa aparentă este mai mare.

A. Carrer [2], [19] defineşte ca aptitudine pentru sudare a generatoarelor posibilitatea pe care o are un sudor de medie calificare de a aprinde şi menţine stabil arcul de sudare, utilizînd un electrod învelit, de calitate normală. Carrer a observat pe oscilograma puterii arcului

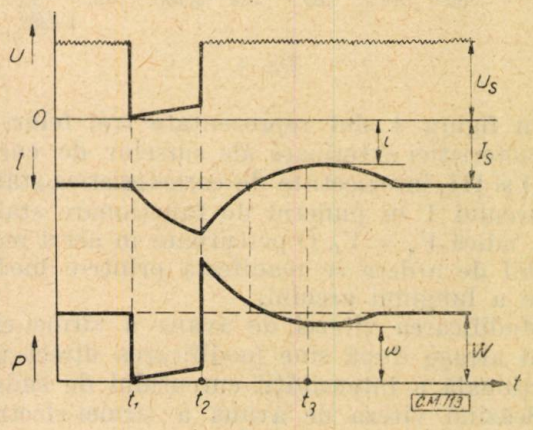


Fig. 8

că aceasta trece printr-un minim imediat după încetarea unui scurtcircuit (fig. 8). Rezultă, după Carrer, că un generator este apreciat de sudori cu atît mai bine, cu cît puterea minimă

w este mai apropiată de puterea mijlocie W. El introduce un coeficient :

$$r = \frac{w}{W},$$

care constituie un criteriu de apreciere a aptitudinii de sudare. Se consideră că un generator este cu atît mai potrivit pentru sudare cu cît coeficientul r are o valoare mai apropiată de 1. Aptitudinea pentru sudare este apreciată drept satisfăcătoare dacă $r \geqslant 0{,}6$.

Subcomisia B/II a Institutului internațional de sudură (IIS/IIW) a propus luarea în considerare și a unui alt criteriu, și anume a raportului dintre valoarea minimă a curentului, după îndepărtarea unui scurtcircuit i și valoarea mijlocie a curentului de sudare I (fig. 8), adică :

$$\rho = \frac{i}{I}.$$

Trebuie verificat dacă, la același generator, electrod și regim de sudare, criteriile r și ρ au sau nu aceeași valoare.

O serie de cercetări au fost efectuate [2] la Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R. pe un generator tip GES-500 și „Electromotor" pentru determinarea criteriilor r și ρ, și s-a constatat că valorile lor sînt practic identice, acceptînd o eroare admisibilă la măsurări de $\pm 2{,}5\%$. Criteriile r și ρ depind de parametrii procesului de sudare și de tipul electrodului folosit.

Criteriul de apreciere a proprietăților dinamice la transformatoarele de sudare

La Oslo (1962), în cadrul IIS/IIW, s-a propus, drept criteriu pentru aprecierea din punctul de vedere al comportării dinamice a transformatoarelor de sudare, raportul numit criteriul A, adică :

$$A = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha},$$

unde β și α sînt unghiurile pe care le fac tangentele geometrice la curba curentului de sudare I_s atunci cînd acesta trece prin zero (fig. 9).

Transformatorul de sudare se comportă dinamic cu atît mai bine cu cît A este mai apropiat de unitate.

În baza unor cercetări făcute la Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R. și, parțial, la uzina „Electrotehnica" din București [8] a rezultat că :

— criteriul A propus este bine ales, deoarece expresia teoretică a lui A duce la concluzii cunoscute și stabilite pe alte căi ;

— valorile lui A depind nu numai de construcția transformatorului de sudare, ci și de materialele folosite : sîrma de sudare, fluxul, electrozii de sudare ;

— pentru a avea valorile comparabile ale lui A, probele trebuie făcute cu același fel de flux, cu același fel de electrod, cu același tip de înveliș și cu același regim de sudare ;

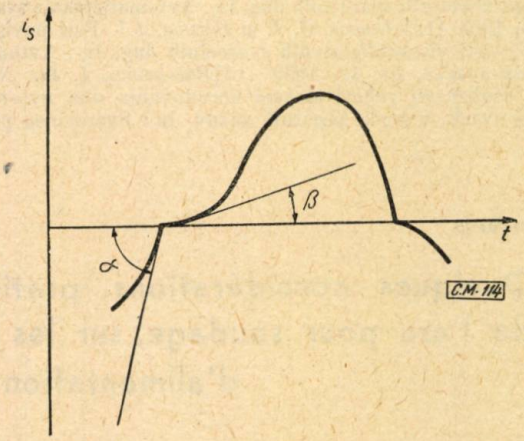


Fig. 9

— pentru transformatoarele de mare putere se propune ca valorile lui A să fie determinate cu o sîrmă de oțel moale cu un flux cu conținut de SiO_2 (40—50%) și MnO (35—45%), cu sîrma de sudare avînd diametrul de 3,25 mm și cu un curent de circa 500 A ;

— pentru puteri mici de transformatoare, sudarea să se facă cu electrod cu înveliș acid și cu o densitate de curent în jurul a 30 A/mm^2.

Încercările au fost făcute pe un transformator de sudare Kjelberg de 70 kVA și curent de sudare de maximum 1 200 A, pentru sudare automată cu sîrma-electrod avînd diametrul de 3,25 mm, menținînd același regim de sudare și folosind diferite fluxuri ceramice.

Altă serie de încercări s-au făcut pe un transformator „Electrotehnica" tip TS-350, de 15 kVA, curent maxim de 350 A, electrozi cu înveliș cu conținut de rutil (El-44-T) ; densitatea curentului a fost de 40 A/mm^2, respectiv de 18 A/mm^2.

[1] *Bratkova, O. N.* Dinamiceskie svoistva svarocinogo gheneratora poperecinogo polea, NICM. Moscova, Mașghiz, 1938. [2] *Boarnă, C.* și *Gîrlișteanu, E.* Aplicarea metodei Carrer la determinarea aptitudinii pentru sudare a generatoarelor de curent continuu. Lucrările consfătuirii de sudură și încercări de materiale, 1959,ASIT, filiala Banat, 1961. [3] *Braun, M. Ia.* și *Pogodin Alexeev.* Termiceskaia teoriea elektrosvarocinoi dughi. Moscova, Mașghiz, 1951. [4] *Diatlov, V. I.* O vozmojnostiah rasciota harakteristik svarocinîh dug. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 7, 1963. [5] *Frolov, V. V.* Fiziko – himiceskie proțesi v svarocinoi dughe. Moscova, Mașghiz, 1954. [6] *Hrenov, K. K.* Elektriceskaia svarocinaia duga. Moscova, Mașghiz, 1949. [7] *Hrenov, K. K.* și *Esibian, E. M.* Vlieanie staticeskih harakteristik dughi i istocinika pitania na ustoicivosti gorenia i rejima dughi. In : Svarocinoe proizvodstvo, nr. 5, 1962. [8] *Ivancenco, A., Sălăgean, T.* și *Boarnă, C.* Quelques observations sur le critérium A pour le comportement dynamique des transformateurs de soudage. Lucrare prezentată la congresul Institutului internațional de sudură IIS/IIW din Helsinki, 1963.

[9] *Jennings, C. H.* Caracteristica dinamică a generatoarelor pentru sudare. In : Welding journal, febr 1951. [10] *Knill, F.* Der Scheinwiderstand von Schweissdynamos. In : ETZ, vol. 53, 1932. [11] *Langkau, H.* Die dynamische Charakteristik von Schweisstranerzeugern. In : VDI, 1931. [12] *Leskov, G. I.* Priblijonnie uravnenia dlia rasciota harakteristik nekotorîh svarocinîh dug. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 5, 1963. [13] *Leskov, G. I.* şi *Zaruba, I.I.* Puti povîşenia ustoicivosti vîsokoeffectivnîh svarocinîh dug. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 12, 1959. [14] *Rabinovici, I. Ia.* Nekotorîe osobenosti rabotî elektrooborudovania dlia avtomaticeskoi svarki v srede zaşcitnîh gazov. In : Svarocinoe proizvodstvo, nr. 4, 1957. [15] *Somerville, J. M.* The electric arc. Londra, 1959. [16] *Tihodeev, G. M.* Energheticeskie svoistva elektriceskoi svarocinoi dughi. Izd. A.N. S.S.S.R., 1961. [17] *Vercenco, V. R.* Staticeskie harakteristiki dughi pri svarke plaviaşcimsea elektrodom v srede zaşcitnîh gazov. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 8, 1958. [18] *Weinschenk, H.* Cunoştinţe noi privind influenţa caracteristicilor sursei de curent asupra procesului de topire a electrodului. A III-a consfătuire de sudură şi încercări de metale. ASIT, filiala Timişoara, 1959. [19] Documentele Institutului internaţional de sudură IIS/IIW, doc. II—B—40—58—F; doc. II—B—37—58 şi II—245—62.

CD 621.791.75

Quelques considérations pratiques sur les caractéristiques statiques de l'arc pour soudage, sur les caractéristiques extérieures des sources d'alimentation et leur comportement

Conf. ing. ALEXANDRU IVANCENCO

On décrit l'état actuel et les nouvelles tendances de l'utilisation des formes caractéristiques statiques de l'arc électrique et des caractéristiques extérieures des sources d'alimentation, ainsi que leur dépendance. On établit les „zones" des caractéristiques statiques de l'arc en tenant compte des paramètres spécifiques des procédés de soudage. On montre l'influence de la stabilité de l'arc sur la productivité du processus de soudage ; des considérations nouvelles sont données sur l'influence des caractéristiques extérieures de la source d'alimentation sur le processus de fusion de l'électrode. Suivent des recherches concernant l'établissement des critériums qui serviront à déterminer l'aptitude au soudage des générateurs et des transformateurs de soudage. Les problèmes sont étudiés du point de vue pratique.

CZ 669.14—415 : 621.791 : 620. 178.38

Rezistenţa la oboseală pulsatorie a unor îmbinări sudate în capete din table de oţel OL38 şi OLX52

EUGEN IOVIŢIU

In prezenta notă se examinează rezistenţa la oboseală la întindere pulsatorie pe microepruvete extrase din diverse zone ale îmbinărilor în capete, realizate prin sudură cu arc — manuală şi sub flux — din table de oţel OL38, OLX52 şi din combinarea acestora.

Analiza chimică şi caracteristicile mecanice ale oţelurilor încercate sînt date în tabela 1.

Îmbinările realizate, din care s-au extras microepruvetele încercărilor la oboseală, sînt reprezentate în tabela 2. Microepruvetele de diametru 1,9 mm, cu dimensiunile din

Tabela 1

Material (tablă)	Nr. şarjei	Grosime, mm	Analiza chimică %						Caracteristici mecanice		
			C	Mn	Si	P	Si	Cu	rezistenţă la curgere, σ_c kp/mm²	rezistenţă la rupere, σ_r kp/mm²	alungirea, ρ_{10} %
OL38	5 172	12	0,14	0,42	0,15	0,05	0,05	—	26	42	26
OL38	11 114	25	0,13	0,40	0,18	0,05	0,05	—	25,5	41,5	26
OLX52	3 195	12	0,18	1,35	0,49	0,04	0,03	0,26	36,5	53,5	23
OLX52	31 443	25	0,18	1,33	0,52	0,03	0,03	0,40	39	54	22

figura 1, au fost extrase din sudură, din zona influențată termic în direcția cordonului, precum și din materialul de bază — în prealabil normalizat — în direcția laminării. În vederea stabilirii locurilor de prelevare a microepruvetelor s-au efectuat măsurări de duritate Vickers pe secțiunile transversale ale îmbinărilor, așa cum se indică în figurile 2 (table cu grosimea de 12 mm) și 3 (table cu grosimea de 25 mm). Prelucrarea microepruvetelor s-a făcut prin strunjire și rectificare prin șlefuire, cu un dispozitiv care a asigurat condiții identice de ecruisare prin prelucrare, pentru toate microepruvetele.

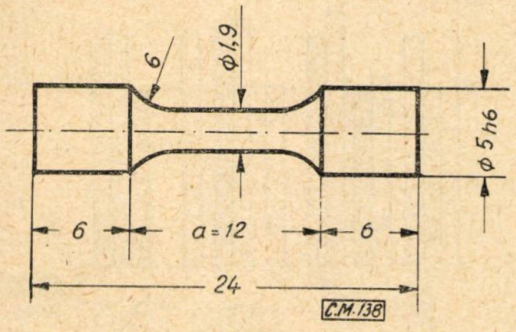


Fig. 1

Incercările la oboseală, la întindere pulsatorie, s-au efectuat pe un micropulsator Schenk.

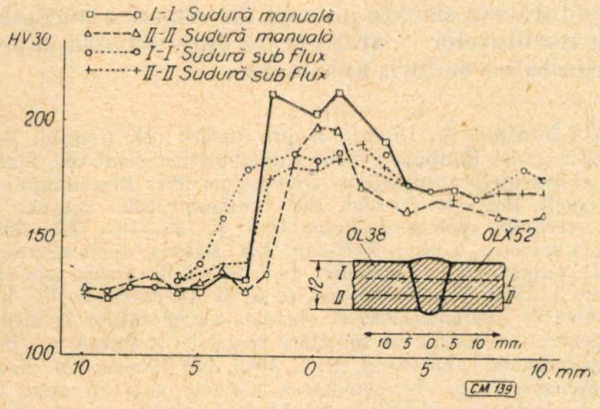


Fig. 2

În prealabil s-a determinat influența ecruisării din timpul prelucrării microepruvetelor asupra valorii rezistenței la oboseală. În acest scop, un lot de microepruvete — lotul A — din oțelurile OL38 și OLX52, în prealabil normalizate, a fost încercat după prelevare fără tratament termic, adică în stare ecruisată, pe cînd un alt lot de microepruvete — lotul B — a fost încercat numai după ce i s-a aplicat un tratament de normalizare la temperatura de 380°C, timp de 20 min, într-un cuptor cu atmosfera neutră.

Tabela 2

Materialul îmbinării	Table, mm	Felul sudurii	Material de aport
OL38 + OL38	12	manuală	electrozi VIS — TIT ∅ 4 mm
OL38 + OL38	12	sub flux	sîrmă SIM ∅ 5 mm, flux AM 348
OLX52 + OLX52	12	manuală	electrozi EL 52 A—BAZ ∅ 4 mm
OLX52 + OLX52	12	sub flux	sîrmă SIM ∅ 5 mm, flux AM 348
OL38+OLX52	12	manuală	electrozi EL 52 A — BAZ ∅ 4 mm
OL38+OLX52	25	manuală	electrozi EL 52 A—BAZ ∅ 5 mm
OL38 + OLX52	12	sub flux	sîrmă SIM ∅ 5 mm, flux AM 348

Valorile rezistențelor la oboseală pulsatorie, obținute prin metoda Wöhler, sînt trecute în figura 4. Aceste rezultate au fost verificate prin metoda încercării în trepte, diferențele obținute fiind de $\pm$ 1 kp/mm².

S-a obținut, pentru epruvetele ecruisate — lotul A — o rezistență la oboseală σ_{ot} = = 33 kp/mm² pentru oțelul OL38 și σ_{ot} = 43 kp/mm² pentru oțelul OLX52, pe cînd din încercarea lotului tratat termic — lotul B — a rezultat $\sigma_{ot} = 25$, respectiv $\sigma_{ot} = 36$ kp/mm².

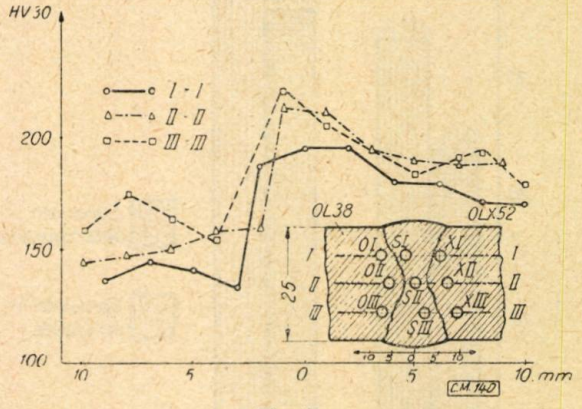


Fig 3

Aceste rezultate arată că rezistența la oboseală pulsatorie, determinată pe microepruvete cu diametrul de 1,9 mm, prezintă o creștere însemnată în urma ecruisării din timpul prelucrării — de 32 % în cazul oțelului OL38 și de 19 % în cazul oțelului OLX52. Influența ecruisării poate fi eliminată prin tratament termic într-un mediu neutru.

Întrucît în cazul epruvetelor prelevate din îmbinările sudate un astfel de tratament termic ar fi modificat structura materialului obținută în urma sudării, la determinarea rezistenței la oboseală a diverselor zone ale îmbinărilor sudate nu s-a putut elimina influența ecruisării

Tabela 3

Locul de prelevare a epruvetelor	Din cordonul de sudură							Zona de transformare termică
Procedeu de sudură	manuală				sub flux			manuală sau sub flux
Grosimea tablelor	12 mm			25 mm	12 mm			12 mm şi 25 mm
Materialul tablelor	OL38 / OL38	OLX52 / OLX52	OL38 / OLX52	OL38 / OLX52	OL38 / OL38	OLX52 / OLX52	OL38 / OLX52	OL38 / OLX52
Variaţia rezistenţei la oboseală în raport cu aceea a tablei OL38	+ 6%	+46%	+40%	+38%	−3%	+30%	+36%	+4% spre OL38 +33% spre OLX52

datorită prelucrării microepruvetelor. Astfel, rezistenţele la oboseală obţinute pentru diversele zone s-au raportat la aceea a tablei nesudate.

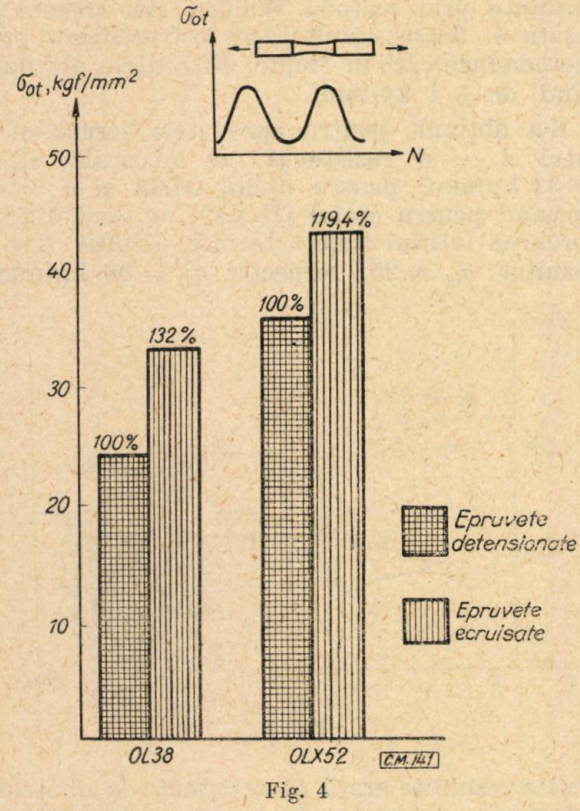


Fig. 4

Variaţia rezistenţei la oboseală din diversele zone sudate (fig. 5), raportată la rezistenţa la oboseală a tablei de oţel OL38, este prezentată în tabela 3.

În concluzie se poate stabili că rezistenţa la oboseală la ciclu pulsator, în cordonul de sudură şi zonele de trecere ale îmbinărilor examinate (table de oţel OL38 şi OLX52), determinată pe microepruvete cu diametrul de 1,9 mm, depăşeşte valoarea limită a materialului de bază, oţelul OL38.

Se mai menţionează că, pe cînd sudurile manuale au fost executate cu cea mai mare grijă şi cu cel mai bun sudor, sudurile sub flux s-au

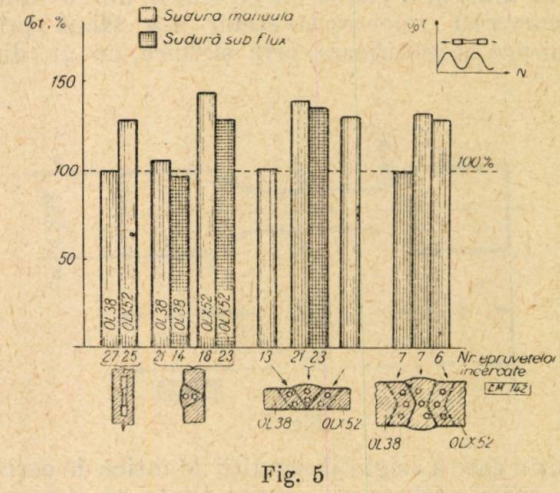


Fig. 5

executat intenţionat în condiţiile limită ale sudurilor de serie; rezultatele obţinute — practic identice pentru ambele procedee de sudură sau situate în zona de dispersie normală a rezultatelor — arată şi de data aceasta superioritatea sudurii automate.

[1] *Nădăşan, Şt.* Discuţii asupra lucrării: M. Hempel, Metallurgische Einflüsse auf die Ermüdungsfestigkeit von Stahl bei Wechselbeanspruchung. Symposium über Ermüdungsfestigkeit, Praga 8—10 sept. 1960. Ceskoslovenska vedecko — — technika spolecnost, Praga 1961, p. 139—162, 321—323. [2] *Roitman, I.M.* şi *Fridman, I.B.* Metoda micromecanică de cercetare a materialelor. În: Jurnal de fizică tehnică, nr. 3, 1949. [3] *Maximovizi, G. G.* şi *Karpenko, G. V.* Încercările micromecanice la oboseală ale metalelor în medii lichide pe maşini cu solicitări variabile la întindere. In: Zavodskaia Laboratoria, nr. 1, 1962. [4] *Zidman, M. E.* şi *Roitman, I. M.* Întrebuinţarea metodei micromecanice la cercetarea proprietăţilor zonale în îmbinările sudate. În: Zavodskaia Laboratoria, nr. 6, 1950. [5] *Neumann, A.* Ermüdungsfestigkeit und Dimensionierung von geschweissten Maschinenelemente aus Stahl und Aluminiumlegierungen. Konferenz der ungarischen Akademie der Wissenschaften für weitgemässe Dimensionierung. Budapesta, 1962, p. 631—653.

CD 669.14–415:621.791:620.178.38

La résistance à la fatigue pulsatrice de quelques assemblages soudés aux bouts, en tôle d'acier OL38 et OLX52

EUGEN IOVIȚIU

La résistance à la fatigue aux sollicitations répétées déterminée sur des microéprouvettes prélevées dans la zone soudée et dans celle de transformation thermique des joints soudés aux bouts, en tôle d'acier OL38 et OLX52, a été trouvée plus grande ou au moins égale à celle du matériau de base plus faible du joint. On démontre que l'influence de l'écrouissage pendant l'usinage des microéprouvettes peut augmenter la résistance à la fatigue de 20% à 30%.

CZ 620.178.38

Contribuții la dezvoltarea metodelor de încercare la oboseală sub sarcină progresivă

ALEXANDRU BERNATH

Reducerea duratei încercărilor la oboseală a constituit una dintre principalele preocupări ale cercetătorilor în domeniul oboselii, din ultima vreme.

În urma unor lucrări relativ recente au fost dezvoltate două metode diferite de determinare a rezistenței la oboseală: metoda Prot [1] și metoda Locati [2], [11], [12].

După metoda Prot, limita de oboseală la sarcină constantă se obține, grafic, prin extrapolarea la $u = 0$ a curbei $\sigma_u = f(u)$, care reprezintă variația rezistenței de rupere sub sarcină variabilă σ_u în funcție de viteza de creștere a încărcării u (fig. 1).

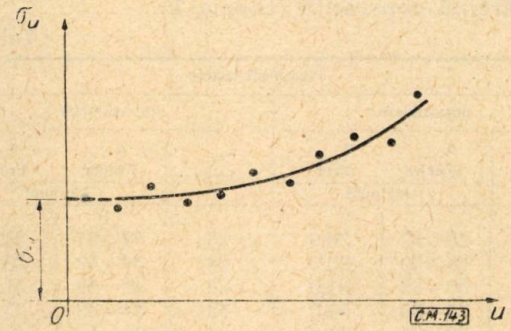


Fig. 1

Această dependență, după Henry [3], este de forma:

$$\sigma_u = \sigma_{-1} + \sqrt[m+1]{(m+1)\,N_1}\cdot\sqrt[m+1]{u} = \sigma_{-1} + p\sqrt[n]{u}, \qquad (1)$$

unde m și N sînt constante care pot fi determinate din curba de oboseală sub sarcină constantă, presupusă hiperbolă de grad superior, cu ecuația:

$$(\sigma - \sigma_{-1})^m \cdot N = N_1. \qquad (2)$$

Relația (1) s-a obținut presupunînd valabilă ipoteza lui Miner și admițînd inexistența fenomenului de „understressing". Din cercetări americane au rezultat valori între 2 și 3 pentru indicele m al radicalului [4]. Diferite lucrări analizînd această metodă, menționează, ca principale dezavantaje, incertitudinea ipotezelor folosite [5] și lipsa unei economii efective de timp și de epruvete [6].

După metoda Locati se încearcă o singură epruvetă la oboseală sub sarcină progresivă și se obține rezistența la oboseală sub sarcină constantă prin calcularea tabelară a vătămării cumulate în raport cu o curbă de oboseală de o formă dată, translatată astfel încît vătămarea cumulată, calculată după Miner, să fie egală cu unitatea (fig. 2: *1* — curbe de oboseală presupuse; *2* — curbă de solicitare a epruvetei; *3* — curbă de variație a vătămării cumulate în funcție de rezistența la oboseală). Metoda este extrem de economică, dar nu pornește de la date inițiale sigure, întrucît autorul nu precizează

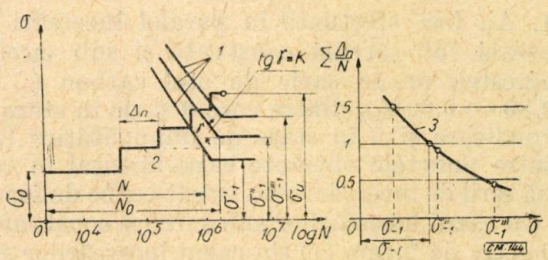


Fig. 2

pentru diferite materiale parametrii curbei de oboseală sub sarcină constantă, care servesc la determinarea rezistenței la oboseală. Aceasta duce la o nesiguranță intolerabilă a rezultatelor. De asemenea, calcularea tabelară, care se folosește la metoda Locati, este destul de incomodă.

La Centrul de cercetări tehnice (C.C.T.) din Timișoara al Academiei R.P.R. s-au efectuat lucrări care constituie o contribuție la dezvoltarea unei metode economice de determinare a rezistenței la oboseală.

Cercetările efectuate la C.C.T., ale căror rezultate sînt expuse mai jos, au urmărit următoarele obiective :

— a verifica, la oțeluri, valabilitatea relațiilor (1) și (2) și a compara valorile parametrilor m și N_1 obținute experimental din curbele de oboseală sub sarcină constantă (2) cu cele obținute din curbele cu sarcină progresivă (1);

— a găsi o relație analitică pentru înlocuirea calculului tabelar la metoda Locati;

— a elabora o metodă de determinare a limitei de oboseală prin încercarea unei singure epruvete, ca și la metoda Locati, dar care să aibă un caracter mai precis decît aceasta.

Încercările de oboseală sub sarcină progresivă au fost efectuate pe o mașină de construcție originală * al cărei principiu de funcționare rezultă din figura 3 (*1* — epruvetă; *2* — arbore; *3* — contor de ture; *4* — reductor cu roți dințate; *5* — reductor cu melc; *6* — greutate fixă; *7* — greutate mobilă; *8* — riglă gradată) [7].

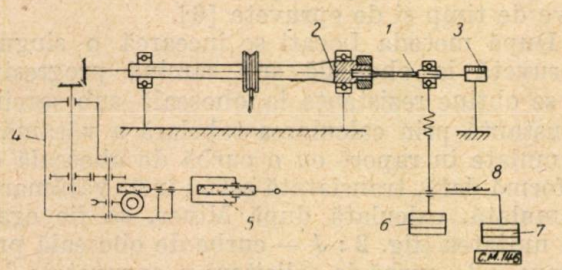


Fig. 3

1. Au fost efectuate în paralel încercări de oboseală sub sarcină constantă și sub sarcină progresivă pe 18 șarje de oțel carbon (C = =0,30 — 0,62%), dintre care 9 șarje în stare de normalizare și 9 în stare de îmbunătățire [8]. Printre punctele obținute experimental în cele două serii de încercări s-au trasat curbe de forma (2) (în cazul încercărilor sub sarcină constantă), respectiv de forma (1) (în cazul încercărilor sub sarcină progresivă), în așa fel încît ele să treacă cît mai aproape de punctele experimentale.

* Mașini similare funcționează astăzi în mai multe institute din R.P.R.

Parametrii m și N_1 ai curbelor (2) și parametrii p și n ai curbelor (1), legați prin relația :

$$p = \sqrt[m+1]{(m+1)\,N_1}, \quad n = m + 1,$$

au fost apoi determinați grafic.

Examinarea rezultatelor acestor încercări a dus la următoarele concluzii :

— Relațiile (1) și (2) trebuie considerate numai ca o primă aproximare, necesară pentru simplificarea problemei. Abaterea medie pătratică a punctelor experimentale, obținută în cazul relației (1), este inferioară celei obținute în cazul relației (2).

— Pentru viteze de creștere a încărcării mai mari decît 10^{-7} kgf/mm²/ciclu nu a putut fi observat nici un efect de „understressing" la oțelurile examinate.

— Între valorile parametrului m obținute din încercările cu sarcină constantă și cele obținute din încercările cu sarcină progresivă există o concordanță destul de bună. La oțelurile normalizate, ca și la oțelurile îmbunătățite, m variază între 1,62 și 2,38, cu o valoare medie de 2 (deci $n = 3$). Dispersia valorilor parametrului N_1 este ceva mai mare.

Reprezentînd, pe baza considerațiilor de mai sus, rezultatele încercărilor cu sarcină progresivă în coordonatele $\sqrt[3]{u} - \sigma_u$, se obține o bună aliniere a punctelor experimentale, care permite determinarea rezistenței la oboseală σ_{-1} prin extrapolarea la $u = 0$ a dreptei :

$$\sigma_u = \sigma_{-1} = p\sqrt[3]{u}.$$

Valorile astfel obținute ale lui σ_{-1} se încadrează bine în limitele statistice care corespund probabilităților de rupere de 5% și 55%, stabilite pentru oțelurile examinate prin încercări cu sarcină constantă (tabela 1).

Tabela 1

Tratament termic					
normalizare			îmbunătățire		
Nr. șarjei	σ_{-1}, Wöhler	σ_{-1}, Prot	Nr. șarjei	σ_{-1}, Wöhler	σ_{-1} Prot
	kgf/mm²			kgf/mm²	
2	29–32	30,0	23	32–37	34,5
4	26–30	28,0	24	36–39	35,5
5	30–33	31,0	28	41–42	41,5
10	34–35	34,0	32	34–38	35,5
11	32–35	34,0	34	38–40	40,0
13	30–34	31,5	36	43–46	45,5
17	32–35	34,0	38	39–44	42,0
19	35–36	35,0	40	38–42	41,5
21	33–36	34,0	42	43–47	44,0

2. Plecînd de la funcția :

$$N = N_0\, e^{-\frac{\sigma - \sigma_{-1}}{0{,}434\, k}}, \qquad (3)$$

care este expresia analitică a curbei de oboseală folosită de Locati (o linie dreaptă în coordonatele

semilogaritmice), admițînd valabilitatea ipotezei lui Miner și presupunînd o creștere liniară a solicitării la încercarea cu sarcină progresivă, se ajunge la relația :

$$\sigma_u = \sigma_{-1} + K \log\left(1 + \frac{N_0 \cdot u}{0{,}343\, K}\right) = \sigma_{-1} + K(1 + cu), \qquad (4)$$

unde K și N_0 sînt parametrii curbei de oboseală sub sarcină constantă, pentru materialul examinat (fig. 2) [9].

Această relație este similară cu relația (1) și permite determinarea rezistenței la oboseală dintr-o singură încercare cu sarcină progresivă (u cunoscut, σ_u determinat experimental) cu condiția ca cei doi parametri caracteristici ai curbei de oboseală sub sarcină constantă să fie cunoscuți.

3. Din examinarea valorilor parametrilor p și n (respectiv K și N_0) obținute din încercările arătate, ca și din alte încercări ale căror rezultate nu sînt menționate în această notă, a reieșit că acești parametri se mențin în limite relativ strînse pentru o categorie dată de oțeluri. Acest fapt a dus la ideea de a calcula rezistența la oboseală sub sarcină constantă σ_{-1} din rezistența la oboseală sub sarcină progresivă σ_u, cu ajutorul relației :

$$\sigma_{-1} = \sigma_u - \Delta\sigma, \qquad (5)$$

obținută din ecuația (1) sau (4), înlocuind $\sigma = p\sqrt[n]{u}$, respectiv $\sigma = K \log (1 + cu)$ [10].

La oțelurile carbon examinate s-au găsit următoarele valori ale parametrilor care intervin în ecuația (1) (tabela 2) :

$p = 1{,}25\ \sqrt[3]{10^7}$ la oțelurile normalizate ;

$p = 1{,}63\ \sqrt[3]{10^7}$ la oțelurile îmbunătățite ;

$n = 3$ la ambele tratamente termice.

Ținînd seamă de considerații contrare, pentru viteza de creștere a încărcării trebuie alese valori în jur de $u = 3.10^6$ kgf/mm²/ciclu. Cu $u = 2{,}6.10^{-6}$ kgf/mm²/ciclu rezultă următoarele formule pentru determinarea rezistenței la oboseală a oțelurilor carbon, prin încercarea cu sarcină progresivă a unei singure epruvete :

$\sigma_{-1} = \sigma_u - 3{,}75$ kgf/mm² la oțelurile normalizate ;

$\sigma_{-1} = \sigma_u - 4{,}95$ kgf/mm² la oțelurile îmbunătățite.

Spre a obține valori σ_{-1} apropiate de rezistența la oboseală corespunzînd la 50% probabilitate de rupere, se recomandă calcularea mediei aritmetice a valorilor obținute prin încercarea a trei epruvete în cazul cînd diferența dintre valorile extreme obținute nu depășește 2 kgf/mm² și prin încercarea a cinci epruvete în cazul cînd diferența dintre valorile extreme depășește această cifră.

Pentru verificarea eficacității metodei propuse au fost încercate alte șase șarje de oțel carbon, diferite de cele care au servit la determinarea valorilor medii ale parametrilor p și n și a căror rezistență la oboseală a fost stabilită în prealabil prin încercări cu sarcină constantă. Rezultatele

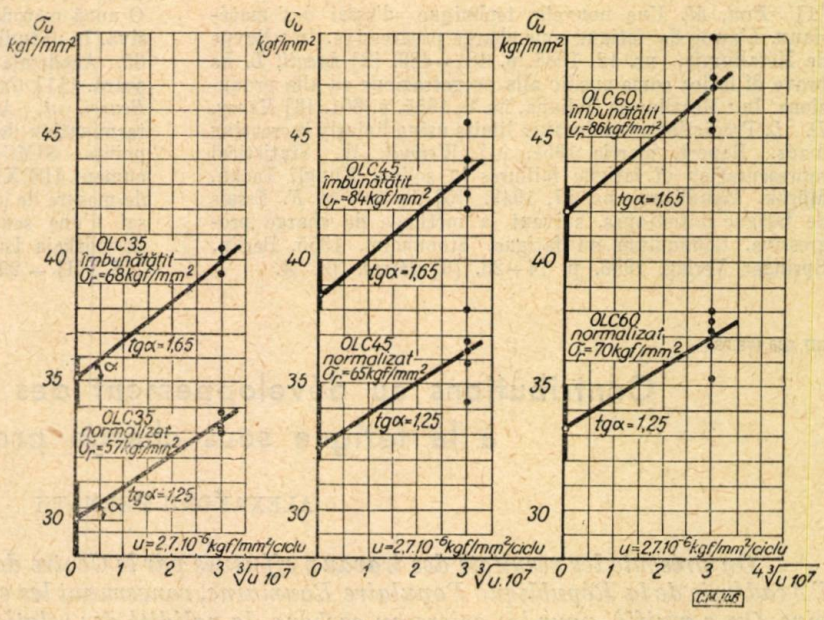


Fig. 4

Tabela 2

Tratament termic			
normalizare		îmbunătățire	
Nr. șarjei	$p.\sqrt[3]{10^{-7}}$	Nr. șarjei	$p.\sqrt[3]{10^{-7}}$
2	1,25	23	1,61
4	1,42	24	1,75
5	1,29	28	1,80
10	1,36	32	1,63
11	1,37	34	1,53
13	0,95	36	1,46
17	1,08	38	1,88
19	1,32	40	1,48
21	1,27	42	1,50
Valoare medie	1,25	Valoare medie	1,63

sînt reprezentate în figura 4 (la determinarea rezistenței la oboseală prin încercări cu sarcină progresivă s-a utilizat o singură viteză de creștere a încercării ; $u = 2{,}7.10^{-6}$ kgf/mm²/

ciclu). Zonele de dispersie ale rezistenței la oboseală sub sarcină constantă sînt marcate prin segmente îngroșate, corespunzînd unei probabilități de rupere între 5% și 95%. Se observă că, în toate cazurile, rezultatele obținute prin metoda propusă se încadrează în cîmpul de dispersie obținut prin încercări cu sarcină constantă.

În prezent se efectuează încecări la C.C.T. în vederea stabilirii parametrilor p și n pentru diverse sortimente de oțeluri aliate.

[1] *Prot, M.* Une nouvelle technique d'essai des matériaux. L'essai de fatigue sous charge progressive. In : Revue de Métallurgie, nr. 12, 1948, p. 481—489. [2] *Locati, L.* Le prove di fatica come ausilio alla progettazione ed alla produzione. In : Metallurgia italiana, nr. 9, 1955, p. 301. [3] *Henry, D. L.* Prediction of endurance limits using liniarly increasing loads. Raport, martie 1951. [4] *Weibull, W.* Statistical representation of fatigue faillures in solids. Kungl. Techn. Mögsk. Handligan, nr. 27, 1949. [5] *Bastenaire, F.* Essais de fatigue statistiques, suivant la méthode de charge progressive. Colloquium on fatigue, Stockholm, 1955. Berlin, Springer Verlag, 1956, p. 14—23. [6] *Hijab, W. A.* Statistical apraisal of the Prot method for determination of fatigue endurance limit. In : Journ, of applied Mechanics, nr. 2, 1957, p. 214—218. [7] *Hajdu, I., Bernath, M. M.* și *Herlescu, T.* O mașină de încercare la oboseală sub sarcină progresivă. In : Studii și cercetări, științe tehnice, nr. 3—4, 1960, p. 267—275, Academia R.P.R., Baza de cercetări științifice Timișoara. [8] *Bernath, Al., Hajdu, I.* și *Safta, V.* Examinarea metodei Prot de încercare la oboseală cu sarcină progresivă. Încercări efectuate asupra oțelurilor carbon de îmbunătățire. In : Studii și cercetări, științe tehnice, nr. 1, 1963, p. 35—48, Academia R.P.R., Baza de cercetări științifice Timișoara. [9] *Safta, V.* și *Bernath, Al.* Contribuții la determinarea rezistenței la oboseală prin încercarea cu încărcare continuă progresivă. In : Studii și cercetări, științe tehnice, nr. 1, 1963, p. 49—56, Academia R.P.R., Baza de cercetări științifice Timișoara. [10] *Bernath, Al.* O nouă metodă de încercare la oboseală cu încărcare progresivă. In : Studii și cercetări, științe tehnice, nr. 1, 1963, p. 57—65, Academia R.P.R., Baza de cercetări științifice Timișoara. [11] *Cazaud, R., Renout, M., Daubertes, C. D.* și *Beuret, J.* Applications de la méthode de Locati à la détermination de la limite de fatigue d'éprouvettes soudées par points. SIMCA, Centre technique, laboratoire central, document IIS XIII — 207—59. [12] *Kudrjavcev, I. V.* Méthode de mesure de la limite de résistance à la fatigue basée sur l'essai d'une seule éprouvette. Caiet IRSID T 2038, după Zavodskaia Laboratoria, nr. 4, 1961, p. 434—441 (document IIS XIII — 298—62).

CD 620.178.38

Contributions au développement des méthodes d'essai à la fatigue sous charge progressive

ALEXANDRU BERNATH

On présente les résultats des travaux effectués par le Centre de recherches techniques de Timișoara de l'Académie de la République Populaire Roumaine, concernant les essais à la fatigue sous charge progressive. On a vérifié, pour les aciers au carbone, la validité des relations qui interviennent dans la détermination de la limite d'endurance selon la méthode Prot et on a obtenu expérimentalement pour ces aciers les différents paramètres qui figurent dans ces relations. De même, on a trouvé une relation analytique qui permet la détermination simple de la limite d'endurance selon la méthode Locati, en éliminant le calcul tabellaire assez encombrant imposé par cette méthode. Enfin on a élaboré une nouvelle méthode de détermination de la limite d'endurance par l'essai sous charge progressive d'une seule éprouvette jusqu'à sa rupture. D'après cette méthode, la limite d'endurance peut être calculée en prenant pour base la sollicitation finale au moment de la rupture, en soustrayant une quantité constante pour une classe d'aciers tout entière.

CZ 621.791 : 061.6

Noile laboratoare de sudură ale C.C.T.

DAVID POPOVICI, SIMION MOGA

Secția de sudură din cadrul Centrului de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R. împlinește anul acesta 10 ani de la înființare. Modestă la început, atît ca spațiu, cît și ca personal, secția a cunoscut în acest deceniu o dezvoltare rapidă, ajungînd astăzi să beneficieze de mai multe laboratoare dotate cu utilajul cel mai modern.

Una dintre realizările de seamă ale Bazei Academiei R.P.R. din Timișoara în cursul anului 1963 este noua clădire cu laboratoarele de sudură.

Suprafața clădită de 300 m² este repartizată pe patru laboratoare, și anume :

- laboratorul de sudare cu arc electric și cu gaz ;
- laboratorul de sudare electrică prin presiune ;
- laboratorul pentru materiale de sudare ;
- laboratorul de măsuri electrice.

Cele patru laboratoare au asigurate o bază tehnică, care permite investigații la nivelul cercetării științifice mondiale.

Laboratorul de sudare cu arc electric este dotat cu :

— generatoare de sudură tip GES 500 ;
— instalație de sudat în CO_2 ;
— tractoare pentru sudare sub strat de flux tip SUM 1 000 ;
— instalație experimentală de tăiere cu jet de plasmă (fig. 1) ;
— instalație pentru sudare automată cu electrod învelit tip Kjelberg ;
— transformatoare de sudură.

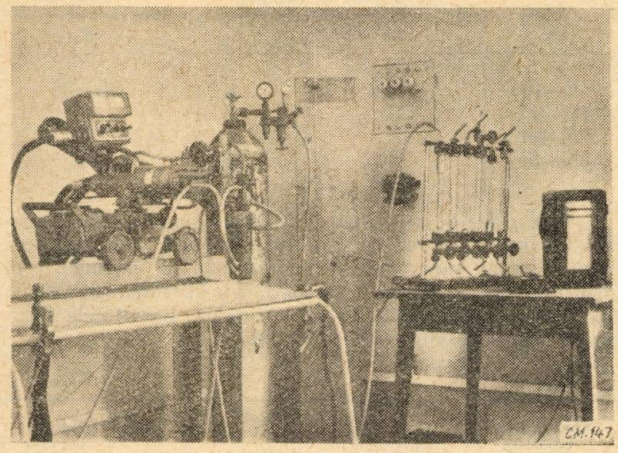


Fig. 1

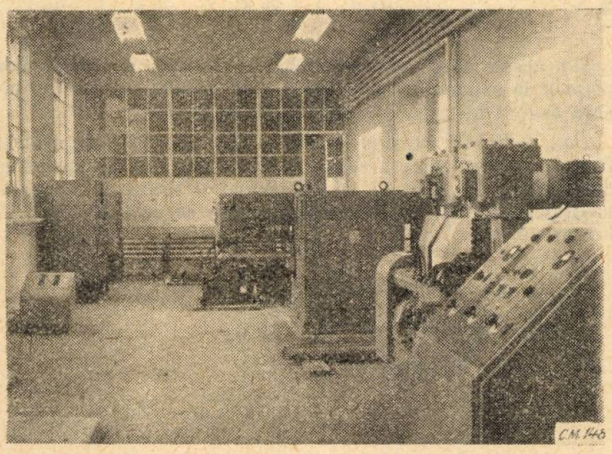


Fig. 2

Laboratorul de sudare electrică prin presiune (fig. 2) este dotat cu :

— instalație „TAURUS" (fig. 3) pentru sudare prin topire intermediară a șinelor de cale ferată, compusă din :

a) partea mecanică — mașina de sudat ;

b) partea electrică cu grupul motor — alternator de 200 kVA și dulapul de comandă ;

c) mutator tri — monofazat ;

— instalație TAU — 80 pentru sudare prin topire intermediară a secțiunilor pînă la 2 500 mm ^{2} cu comandă electronică ;

— instalație PNA 120 pentru sudare în puncte și cusătură, cu comandă după program, a tablelor pînă la grosimi de 12+12 mm ;

— mașină de sudat prin puncte, de 27 kW ;

— pulsator de 25 t pentru încercarea șinelor la oboseală.

În vederea asigurării necesităților de curent monofazat și pentru încărcarea uniformă a fazelor de la rețea, funcționează grupul motor-alternator de 200 kVA.

El alimentează, în afară de instalația TAURUS, mașinile PNA 120, TAU-80 și automatele de sudat sub strat de flux.

Laboratorul de măsuri electrice este dotat cu :

— oscilografe mecanice ;
— oscilografe catodice ;
— tot aparatajul pentru măsurările electrice și termoelectrice la procesele de sudare.

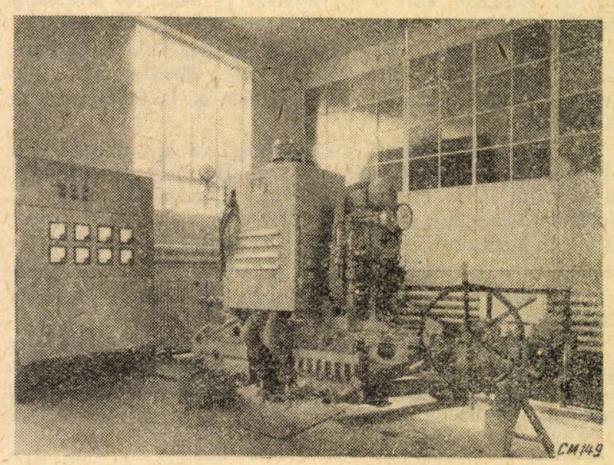


Fig. 3

Laboratorul de materiale este în curs de organizare.

Pentru deservirea laboratoarelor și pregătirea lucrărilor, în incinta clădirii este în curs de organizare un atelier mecanic, cu muncitori și tehnicieni de înaltă calificare.

După cum reiese, ansamblul este bine organizat, iar utilajul din dotare asigură posibilitatea abordării lucrărilor științifice în domeniul sudării la nivelul cerințelor actuale.

CD 621.791 : 061.6

Les nouveaux laboratoires de soudage du C.C.T.

DAVID POPOVICI, SIMION MOGA

On présente les nouveaux laboratoires pour soudage du Centre de recherches techniques de Timișoara.

CZ 621.791 : 061.6 (471)

Adunarea anuală a Institutului internațional de sudură, Helsinki 7—14 iulie 1963

A. PRIVIRE GENERALĂ

1. Adunarea anuală din 1963 a Institutului internațional de sudură s-a ținut la Helsinki între 7 și 14 iulie 1963. La această adunare, delegația R.P.R. a fost formată din :

ing. T. Sălăgean, șef laborator cercetare la secția de sudură a Centrului de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R. ;

ing. E. Iovițiu, șef laborator cercetare la secția de rezistență și încercări de metale a Centrului de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R. ;

ing. N. Greavu, inginer principal la laboratorul de sudură al ITCME-București.

Delegația R.P.R. a înaintat două referate la comisiile IIS, și anume :

„Cîteva observații asupra criteriului A pentru comportarea dinamică a transformatoarelor de sudură" de A. Ivancenco, T. Sălăgean și C. Boarnă ;

„Alierea în arcul electric a oțelului moale cu crom, mangan și siliciu" de T. Sălăgean și F. Bär.

La expoziția de publicații organizată la Helsinki, delegația R.P.R. a prezentat lucrări științifice, colecții de reviste și cărți din domeniul sudării.

La ședințele comitetului de direcție al IIS au participat : ing. T. Sălăgean, care a reprezentat pe acad. C. Miklosi și ing. E. Iovițiu, care a reprezentat pe acad. Șt. Nădășan.

La ședința finală a comitetului de direcție s-a evocat figura lui W. Edström, fost președinte al IIS, a cărui moarte a survenit în timpul dintre adunarea anuală de la Oslo și cea de la Helsinki.

Tot în această ședință au fost aleși ca vicepreședinți ai IIS prof. P. Bastien (Franța) și prof. H. E. Jaeger (Olanda) în locul lui F. L. Plummer (S.U.A.) și, respectiv, al dr. G. Vedeler (Norvegia). F. L. Plummer a fost ales apoi tresorier al IIS în locul prof. H. E. Jaeger. Mandatul de secretar general al lui G. Parsloe (Anglia) a fost prelungit cu încă trei ani.

S-a hotărît ca viitoarea adunare anuală IIS să aibă loc la Praga între 6 și 15 iulie 1964.

În încheierea ședinței comitetului de direcție al IIS, președintele IIS, prof. K. Rühl, a mulțumit inginerilor și tehnicienilor sudori din Finlanda pentru buna organizare a adunării anuale a IIS din anul 1963.

B. DESCRIEREA LUCRĂRILOR PE COMISII

Comisia I. Sudarea cu gaz și tehnicile conexe

1. Comisia I și-a concentrat eforturile asupra a trei mari probleme : tăierea cu jet de plasmă (TJP), sudarea și tăierea cu flacăra oxiacetilenică, și simbolizarea.

În legătură cu TJP trebuie semnalat *doc. I-249-63* în care sînt rezumate răspunsurile primite de la mai multe țări membre la un chestionar trimis.

În document se arată că TJP se utilizează mai ales la tăierea următoarelor materiale și grosimi : oțeluri inoxidabile la grosimi variind între 6 și 50 mm ; aluminiu la grosimi variind între 6 și 70 mm și cupru la grosimi pînă la 40 mm. La gaz se utilizează mai ales un amestec de 85% Ar cu 15% H_2, dar se pare că au perspectivă și amestecurile cu azot și cu aer comprimat.

În Franța s-au elaborat prescripții privind amestecurile de gaze la tăierea oțelurilor inoxidabile. Aceste prescripții sînt arătate în tabela 1.

Din datele primite rezultă că, deși se manifestă un interes mare pentru TJP, extinderea aplicării sale se face cu încetineală. Avînd în vedere importanța procedeului, comisia I propune următoarele :

a. întocmirea unei bibliografii internaționale asupra TJP ;

b. publicarea unor tabele care să arate : metalele care pot fi tăiate, calitatea tăieturilor, viteza de tăiere, tensiunea și curentul, precum și compoziția amestecului de gaze ;

c. măsuri de securitate.

Tabela 1

Debitul de gaz, l/min			
mm	Ar	H_2	N_2
6—10	8	0	50—55
12—20	8	5	55
25—30	8	10	70
35—45	8	15	90

2. *Doc. I-528-63* se ocupă de influența modului de preparare a suprafețelor la sudarea oxiacetilenică prin presiune. S-au preparat suprafețele pieselor după trei metode : prin tăiere la ferăstrău, prin tăiere la foarfece și prin tăiere cu oxigen. Apoi piesele au fost sudate în același regim. Rezultatele încercărilor mecanice sînt arătate în tabela 2.

Tabela 2

Caracteristica mecanică	Modul de pregătire (tăiere)			Material nesudat
	ferăstrău	foarfece	oxigen	
σ_c, kgf/mm²	45,8	45,9	47,2	46,1
σ_r, kgf/mm²	74,3	74,7	76,0	74,8
δ, %	21,6	24,4	24,6	29,1

Din aceste date rezultă că felul de pregătire a suprafețelor pieselor la sudarea oxiacetilenică prin presiune nu are influență asupra însușirilor mecanice ale sudurilor.

Doc. I-707-63 cuprinde recomandări privind sudarea cu flacăra oxiacetilenică a conductelor de oțel. În document se dau o serie de indicații tehnologice și se arată că însușirile mecanice ale sudurilor sînt comparabile cu cele ale metalului nesudat.

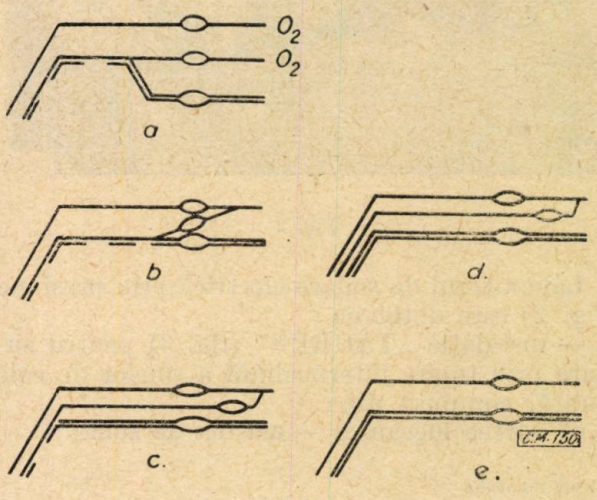


Fig. 1

Doc. I-661-63 constituie o încercare de normalizare a suflaiurilor pentru tăierea cu oxigen. Se recomandă 5 tipuri de suflaiuri arătate în figura 1 (*a* — cu trei intrări și amestec intern ; *b* — cu două intrări și amestec intern ; *c* — cu două

intrări şi ametesc la diuză; *d* — cu două intrări şi amestec exterior; *e* — cu două intrări şi amestec exterior). În afară de aceasta, în document se indică recomandări asupra gazelor combustibile, modul de aprindere şi de stingere a fiecărui tip de suflai şi încercările care trebuie făcute asupra suflaiurilor.

3. *Doc. I-186-63* se ocupă de simbolizarea metalului de adaos la încărcarea prin sudare cu gaz. Pentru aceasta se folosesc trei grupe de simboluri.

Grupa I cuprinde 4 simboluri:

1.1. Simbolul *G* care arată că procedeul de încărcare este cu gaz.

1.2. Simbolurile care definesc forma metalului de adaos: *A* — baghetă; *B* — sîrmă; *C* — praf sau granule; *D* — tuburi umplute; *Z* — alte forme.

1.3. Simbolurile care definesc felul de protecţie: *A* — înveliş; *B* — flux granulat; *C* — flux topit; *D* — praf, pastă sau gaz; *X* — fără protecţie.

1.4. Simbolurile care definesc gazul protector: *A* — gaz inert; *B* — gaz activ; *C* — amestec de gaze; *X* — fără gaz protector.

Grupa 2 cuprinde 2 simboluri:

2.1. Simbolurile care definesc tipul metalului de adaos: *A* — oţeluri cu puţin carbon şi slab aliate; *B* — oţeluri cu peste 0,4% C; *C* — oţeluri austenitice cu mangan; *D* — oţeluri austenitice cu crom şi nichel; *E* — oţeluri aliate cu crom; *F* — oţeluri rapide; *G* — fonte speciale; *H* — oţeluri rezistente la temperaturi ridicate; *J* — aluminiu şi aliajele sale; *K* — magneziu şi aliajele sale; *L* — zinc şi aliajele sale; *M* — plumb şi aliajele sale; *N* — aliaje pe bază de cobalt; *P* — carburi metalice; *Q* — aliaje pe bază de nichel; *S* — aliaje cupru-aluminiu; *T* — aliaje de bronz; *U* — aliaje cupru-zinc; *V* — aliaje zinc-plumb-stibiu; *W* — aliaje de cupru; *Z* — alte aliaje.

2.2. Simboluri care ajută, dacă e cazul, simbolurile 2.1. De exemplu, *Qa* ar fi aliaje de nichel conţinînd crom şi bor, iar *Qb*, aliaje de nichel cu molibden.

Grupa 3 cuprinde 3 simboluri:

3.1. Simbolurile care definesc duritatea metalului depus după sudare: *0* — 100 HV; *1* — 150 HV; *2* — 200 HV; *3* — 300 HV; *4* — 400 HV; *5* — 500 HV; *6* — 600 HV; *7* — 700 HV; *8* — 800 HV; *9* — 900 HV.

3.2. Simbolurile care definesc duritatea metalului depus după sudare şi tratament termic sau mecanic sînt aceleaşi ca şi la punctul *3. 1.* Dacă nu este nevoie de tratament termic sau mecanic se pune *X*.

3.3. Simbolurile care definesc tratamentul ce trebuie aplicat metalului depus: *1* — tratament termic; *2* — tratament mecanic; *3* — alte tratamente.

Doc. I-187-63 se ocupă de simbolizarea metalului de adaos la lipirea cu gaz. Pentru aceasta se folosesc patru grupe de simboluri. Prima grupă de simboluri este identică cu aceea de la doc. I-186-63.

Grupa 2 cuprinde 2 simboluri:

2.1. Simbolurile care definesc tipul metalului de adaos: *J* — aliaje de aluminiu; *K* — aliaje de magneziu; *Ua* — aliaje de cupru-zinc fără nichel; *Ub* — aliaje de cupru-zinc cu nichel; *Y* — alte aliaje de cupru; *Z* — alte metale şi aliaje.

2.2. Simboluri care ajută, dacă e cazul, simbolurile 2.1.

Grupa 3 cuprinde 3 simboluri:

3.1. Simbolurile care definesc rezistenţa la tracţiune σ_r (kgf/mm²) a metalului de adaos — tabela 3.

3.2. Simbolurile care definesc alungirea metalului de adaos δ (%) — tabela 4.

3.3. Simbolurile care definesc temperatura de topire (liquidus) ϑ_L (°C) a metalului de adaos — tabela 5.

Tabela 3

Simbol	σ_r
0	<10
1	10
2	15
3	20
4	25
5	30
6	40
7	50
8	60
9	80

Tabela 4

Simbol	δ
0	<10
1	10
2	15
3	20
4	25
5	30
6	40

Tabela 5

Simbol	L
0	<500
1	500
2	600
3	700
4	800
5	900
6	1 000
7	1 100
8	1 200

În tabelele 3, 4 şi 5, dacă cifra respectivă este între valorile tabelelor, atunci se ia cifra imediat inferioară.

Grupa 4 cuprinde un simbol care defineşte rezistenţa lipiturii pe: *a* — oţel moale; *b* — fontă cenuşie; *c* — alte metale laminate; *d* — alte metale turnate. După acest simbol se trece, cu ajutorul simbolurilor din tabela 3, rezistenţa lipiturii. De exemplu, o lipitură pe fontă cenuşie, care rezistă pînă la 25 kgf/mm², se simbolizează cu b4.

Comisia a II-a. Sudarea cu arcul electric

4. Comisia a II-a a discutat documente privind utilajul pentru sudare, electrozii de sudură şi efectul hidrogenului din metalul depus.

a. În ceea ce priveşte utilajul de sudare s-au examinat propunerile privind aprecierea dinamică a transformatoarelor de sudură. În această direcţie, prof. A. Carrer a propus criteriul:

$$p = U_{20} \cdot \operatorname{tg} \alpha',$$

în care U_{20} este tensiunea secundară de mers în gol, iar tgα are expresia:

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{1}{I_{21} + I_{23}} \cdot \frac{T}{2\pi}.$$

Mărimile α, I_{21}, I_{23} şi T se determină pe oscilograma curentului, aşa cum se arată în figura 2.

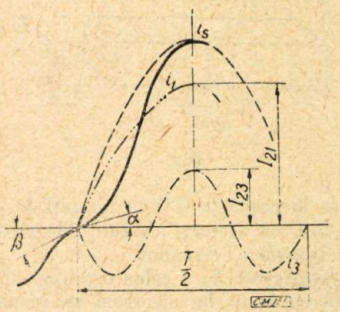


Fig. 2

Un al doilea criteriu a fost propus de H. Besson:

$$A = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta},$$

în care β şi α au semnificaţiile arătate tot în figura 2.

După discutarea acestor propuneri şi a notelor care se ocupau de aceste criterii, printre care şi nota prezentată de delegaţia R.P.R., s-a căzut de acord că mai sînt necesare experimentări care să ajute la alegerea unuia sau altuia dintre cele două criterii.

b. O altă problemă discutată a fost aceea a influenţei parametrilor electrici asupra coeficientului de topire a electrozilor K_T. Considerînd rezultatele experimentale prezentate, se fac următoarele recomandări (*doc. II-273-63*):

— curentul utilizat la determinarea lui K_T va fi egal cu 0,9 ori curentul maxim indicat de producător;

— încercarea se face ţinînd un arc cît mai scurt posibil;

— electrozii pentru c.c. vor fi încercaţi la polaritatea recomandată de producător

— electrozii pentru c.a. vor fi încercaţi la un transformator la care curentul de sudare are un factor de formă cuprins între 1,11 şi 1,20. Prin factor de formă se înţelege raportul dintre valoarea efectivă şi valoarea medie a curentului.

5. În legătură cu hidrogenul din sudură, *doc. II-279-63* prezintă un raport general asupra lucrărilor făcute. Documentul se ocupă de o serie de probleme, printre care cele mai interesante sînt :

a. Determinarea H_2 din suduri. S-au discutat o serie de metode pentru măsurarea conținutului în H_2 al cusăturilor și s-a convenit ca *doc. II-263-63*, care se ocupă de această problemă, să fie discutat, iar pe baza concluziilor trase cu ocazia adunării anuale de la Praga (1964) să se definitiveze o metodă recomandabilă pe scară mondială.

b. Distribuția hidrogenului în metalul de bază a fost studiată și, prin observări calitative, s-a constatat că H_2 pătrunde în zona influențată termic venind din baia de sudură. Se recomandă ca aceste cercetări să fie continuate.

c. Influența umidității învelișului asupra fisurației sudurii a fost legată de pătrunderea hidrogenului în baia de sudură. S-a stabilit că, la oțelurile cu crom și molibden, umiditatea învelișului la electrozii bazici este bine să fie limitată la 0,2%. Se recomandă ca asemenea cercetări să fie făcute și pentru oțeluri de mare rezistență.

6. *Doc. II-276-63* și *doc. II-277-63* se ocupă cu încercarea metalului depus cu electrozi de sudură. Este vorba mai ales de electrozii destinați sudării la temperaturi cuprinse între 0°C și −20°C. Pentru acești electrozi se preconizează ca, pe lîngă probele obișnuite de analiză chimică, tracțiune și îndoire, să se facă și încercări de rezilienţă pe probe Charpy V.

Sudarea se face pe tablă de 15 mm grosime, 300 mm lungime și 100 mm lățime, prelucrată în V la 60°. Distanța dintre table la rădăcina rostului va fi cuprinsă între 2 și 3 mm. În timpul sudării tablele se vor fixa rigid. După sudare se scot cîte 6 epruvete de rezilienţă, așa cum se arată în figura 3.

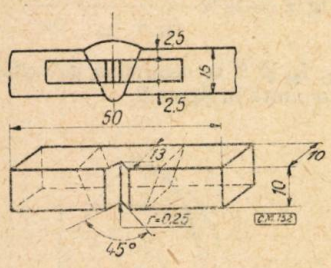


Fig. 3

Epruvetele se încearcă la 0°C cu abateri de +1°C și −3°C, respectiv la −20°C cu aceleași abateri. Alegerea temperaturii depinde de destinația electrozilor.

Dacă media statistică X_6 a celor 6 probe este sub 2 kgfm/cm², atunci întreg lotul de electrozi se respinge, iar dacă $X_6 \geqslant 4{,}5$ kgfm/cm², lotul se acceptă. Dacă X_6 este între 2 și 4,5 kgfm/cm², atunci se scot încă 12 epruvete și se încearcă. Lotul se acceptă dacă $X_{18} \geqslant 3{,}5$ kgfm/cm². În cazul în care X_{18} este sub această valoare, electrozii sînt definitiv respinși.

7. În legătură cu celelalte documente prezentate sînt de reținut încă două :

a. *Doc. II-269-63* care se ocupă cu efectul manganului în metalul depus de tip austenitic cu crom și nichel. La sudarea oțelurilor austenitice de tip 19−10 CrNi se folosesc electrozi care dau un metal depus cu compoziție chimică asemănătoare.

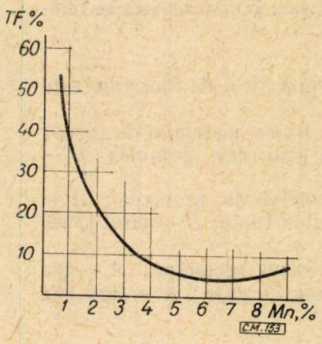


Fig. 4

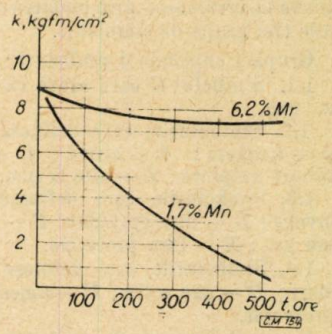


Fig. 5

Conținutul în Mn este în jur de 1%. Bazîndu-se pe faptul că Mn leagă sulful sub formă de MnS (prin aceasta reduce tendința spre fisurare) și că Mn este un element γ-gen (prin acesta frînează tendința de formare a fazei σ), s-au făcut încercări de sudare cu electrozi care conțineau Mn pînă la 8%.

Pentru a observa cum acționează Mn asupra tendinței spre fisurare s-au făcut suduri cu electrozi care conțineau diverse cantități de Mn și s-a determinat tendința spre fisurare. Rezultatele încercărilor se văd în figura 4.

În ceea ce privește formarea fazei σ în cusătură, ea a fost urmărită pe microstructuri și prin intermediul efectului de fragilizare pe care îl produce. Astfel s-au scos epruvete de rezilienţă (Charpy V) din suduri făcute cu electrozi ce conțineau 6,2% Mn și cu electrozi cu 1,7% Mn. Acestea au fost încălzite la 650°C timp îndelungat și apoi au fost rupte. Rezultatele prezentate în figura 5 arată că, în cazul sudurilor cu 6,2% Mn, fragilizarea cusăturii este mult redusă și deci faza σ ce s-a format este puțină.

b. *Doc. II-281-63* face un studiu asupra incluziunilor metalice din suduri făcute cu electrozi acizi, bazici și rutilici. La acești electrozi s-a variat raportul dintre conținutul în Mn și Si. Sudurile s-au făcut pe table de oțel moale de 16 mm grosime în două variante : *X* — sudarea rîndurilor într-un ritm astfel ca rîndul următor să fie depus pe cusătura aflată la 200°C, și *Y* — sudarea rîndurilor după ce ele au ajuns la temperatura mediului ambiant.

Incluziunile nemetalice au fost analizate atît cantitativ, cît și calitativ (ca formă și distribuție). În tabela 6 sînt arătate rezultatele acestor cercetări.

Tabela 6

Tip	Mn/Si	Total		SiO_2		MnO		TiO_2		Al_2O_3		FeO	
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
ACID	3,7	0,149	0,134	48,4	46,3	43,8	42,1	4,2	3,8	1,8	4,8	1,8	3,0
	3,5	0,170	0,157	54,2	55,2	34,8	32,1	4,7	5,1	2,4	4,6	3,9	3,0
	2,7	0,196	0,170	58,2	64,7	35,8	29,9	1,5	0,1	2,5	2,8	2,0	2,5
	2,2	0,203	0,199	65,5	72,5	25,6	24,3	3,1	0,2	2,2	1,4	3,6	1,6
BAZIC	5,5	0,057	0,028	53,2	54,3	35,7	33,4	3,8	4,5	4,5	5,9	2,8	1,9
	2,4	0,057	0,045	66,2	73,1	10,1	6,6	5,3	7,9	13,1	11,5	5,3	0,9
	1,8	0,057	0,053	77,4	70,8	11,4	7,6	5,7	12,4	2,6	7,7	2,9	1,5
	1,6	0,090	0,074	72,8	85,3	13,9	6,4	4,1	2,8	6,0	4,9	3,2	0,6
RUTIL	2,4	0,113	0,119	68,3	75,5	10,7	9,6	11,0	7,8	7,3	5,7	2,7	1,4
	2,2	0,101	0,131	64,8	75,2	16,8	13,8	7,6	6,6	7,6	3,1	3,2	1,3
	2,0	0,124	0,109	55,5	71,5	19,0	10,5	11,5	9,7	12,4	7,2	1,6	1,1
	1,8	0,116	0,117	74,1	77,2	8,4	8,5	14,0	8,2	2,7	4,4	0,8	1,7

Analizînd multilateral toate chestiunile legate de incluziunile nemetalice, se trag următoarele concluzii :

— incluziunile nemetalice au, în general, dimensiuni submicroscopice, raza lor fiind inferioară unui micron ;

— nu este posibilă construirea unor tabele metalografice pentru aprecierea incluziunilor nemetalice, aşa cum există ele pentru oţelurile elaborate obişnuit ;

— ca număr de incluziuni pe 1 cm^3, acesta este în jur de 10^{10} şi este, în mare, acelaşi pentru electrozii bazici, rutilici şi acizi ;

— distanţele dintre incluziunile nemetalice sînt de ordinul a 3—4,5 microni.

Comisia a III-a. Sudarea electrică prin presiune

8. Comisia a III-a şi-a concentrat activitatea mai ales asupra sudării prin puncte. Toate documentele primite se referă la acest procedeu de sudare electrică prin presiune.

a. *Doc. III-205-63* prezintă o metodă simplificată pentru calculul impedanţei secundare la maşinile de sudat prin puncte. Relaţia finală este :

$$Z_2 = \sqrt{R^2 + (\omega L)^2}.$$

În această relaţie, R se compune din două părţi : R', care este rezistenţa circuitului secundar fără transformator şi care se calculează cu relaţia obişnuită ; R'', care este suma rezistenţelor de contact. Pentru un contact bine construit, rezistenţa este de circa $10^{-5}\ \Omega$ şi deci $R'' = n.10^{-5}\ \Omega$, unde n este numărul contactelor.

Aşadar pentru calculul lui R :

$$R = \rho \frac{l}{A} + n \cdot 10^{-5} \cdot$$

La calculul lui ωL se foloseşte o relaţie empirică :

$$\omega L = 2\pi f.C.\ l_1\ 10^{-9},$$

în care l_1 este lungimea braţelor maşinii, iar C un coeficient de corecţie a cărui valoare este cuprinsă între 3 şi 4,3, mai ales 3,1.

Aşadar pentru ωL relaţia finală este ($f = 50$ Hz) :

$$\omega L = 0{,}976.\ l_1 \cdot 10^{-6}.$$

b. *Doc. III-199-63* se ocupă de unele chestiuni legate de productivitatea muncii la sudarea prin puncte. În document se defineşte productivitatea P ca raportul dintre numărul de puncte sudate raportat la minutele necesare şi la numărul de oameni.

Căile principale de mărire a lui P sînt : accelerarea maşinilor care lucrează printr-un singur punct şi utilizarea maşinilor care sudează simultan mai multe puncte.

În continuare se arată că există maşini cu o cadenţă de 500 puncte pe minut, dar că practic se lucrează cu 100—200 puncte pe minut, din cauză că, la viteze mari, forjarea punctului nu este suficientă. Dacă însă se ţine seamă de montarea pieselor în maşină şi de toţi timpii morţi, atunci se poate socoti o cadenţă de 10—20 puncte pe minut şi numai în cazuri de organizare foarte bună se atinge 50 puncte pe minut.

Cam aceleaşi cadenţe se înregistrează şi la maşinile mobile.

La maşinile cu mai multe puncte sînt specializate şi rentabile, în cazul fabricării în masă, şi construcţiile sub formă de prese, care, prin înlocuirea anumitor subansamble, se pot folosi la piese diverse. La maşinile specializate s-au atins cadenţe de 100 piese pe oră. La prese se pot suda şi 600 piese pe oră.

La mărirea productivităţii maşinilor de sudat prin puncte, un rol important îl au cuiele de contact a căror uzură trebuie să fie cît mai mică posibilă.

Se recomandă următoarele materiale :

— cupru cu crom, pentru tablele de oţel moale ;

— cupru cu beriliu sau cobalt şi beriliu, pentru tablele de oţeluri cu rezistenţă mărită ;

— cupru cu cobalt şi beriliu, pentru tablele acoperite cu aluminiu ;

— cupru cu zirconiu, pentru tablele galvanizate ;

— cupru cu crom, pentru tablele acoperite cu plumb.

c. Sînt de semnalat încă trei documente : *III-204-63*, în care se arată influenţa stării suprafeţei asupra însuşirilor punctului sudat la aliaje de aluminiu ; *III-12A-63*, în care se prezintă succint metodele nedistructive pentru controlul punctelor sudate şi *III-202-63*, în care se prezintă exemple practice de reparaţii prin puncte. Se insistă mai ales asupra reparării caroseriilor la vehicule accidentate.

Comisia a IV-a. Documentaţie

9. Comisia a analizat contribuţia ţărilor membre la Buletinul de documentare în sudură, reieşind că multe ţări nu trimit regulat extrase. Din acest motiv, Institutul francez de sudură a făcut, ca şi în anii trecuţi, o mare parte din munca de fişare a lucrărilor.

În al doilea rînd s-a iniţiat constituirea unui catalog cronologic de cărţi din domeniul sudurii şi ţările membre au fost invitate să trimită asemenea liste pentru întocmirea lucrării propuse.

Comisia a V-a. Încercări, măsurări şi controlul sudurilor

10. Comisia a V-a a studiat foarte multe chestiuni legate de controlul sudurilor cu raze X. Majoritatea documentelor prezentate s-au referit la asemenea probleme. Dintre aceste documente sînt de reţinut :

a. *Doc.* V-*229-62* cuprinde recomandări practice privind inspecţia radiografică a sudurilor în capete la grosimi de tablă între 50 şi 200 mm. Examinarea se împarte în două clase : *A* pentru sensibilitate satisfăcătoare la examinări curente şi *B* pentru sensibilitate ridicată la examinări speciale.

Pentru clasa *A* se folosesc toate felurile de radiaţii penetrante, iar ca ecrane de protecţie se recomandă foi de plumb de 0,1 mm pentru raze X, de 0,1 mm pentru raze γ Ir 192, de 0,1—0,13 mm pentru raze γ Cs 137, de 1,5 mm pentru raze obţinute în betatroane de 15 MeV, şi de 2—3 mm pentru raze obţinute în betatroane de 31 MeV.

La clasa *B* se folosesc raze X (400 kV) la grosimi pînă la 100 mm, raze γ Ir 192 la grosimi pînă la 120 mm şi raze obţinute în betatroane la grosimi peste 65 mm. Filmul trebuie să aibă granulaţie medie sau fină şi să fie tip contrast. Pentru protecţie se recomandă plăci de plumb de 0,1 mm, pentru raze X şi raze γ Ir 192, şi de 1,5—3 mm grosime, pentru razele obţinute cu ajutorul betatroanelor.

În document se dau şi date privind distanţa de la sursă la piesă, alegerea filtrului şi altele, însă despre acestea se precizează că ele vor mai trebui să fie încă verificate de experienţe.

b. *Doc.* V-*234-63* se referă la influenţa grosimii tablei (12, 25 şi 50 mm) asupra calităţii imaginii obţinute. Documentul nu este însă destinat publicării, nefiind încă un acord deplin asupra sa.

c. *Doc.* V-*239-63* cuprinde recomandări privind determinarea dimensiunilor focarelor optice.

d. *Doc.* V-*242-63* este un proiect de recomandări privind încercările sensitometrice ale filmelor radiografice.

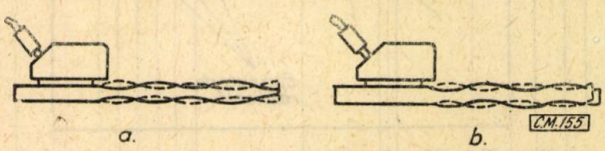


Fig. 6

e. *Doc.* V-*243-63* se ocupă de aplicarea undelor Lamb la controlul ultrasonic al tablelor de oţel de grosimi sub 8 mm. Undele Lamb se propagă în lungul tablei, aşa cum se vede în figura 6 (a — unde de dilataţie ; b — unde de îndesire), şi cu ajutorul lor se pot descoperi defecte, ca : sufluri, incluziuni nemetalice, fisuri longitudinale şi lipsuri de pătrundere.

Avînd în vedere modul cum se propagă aceste unde, este evident că ele nu pot fi folosite la localizarea defectelor în direcţie perpendiculară pe faţa tablelor. De aceea, folosirea undelor Lamb este avantajoasă mai ales la table subţiri.

Comisia a VI-a. Terminologie

11. Comisia VI-a a discutat şi definitivat fişele în trei limbi pentru terminologia privind tăierea termică a metalelor. Aceste fişe au fost apoi trimise ţărilor membre, care urmează să le traducă în vederea apariţiei broşurii respective.

În afară de aceasta, Comisia a VI-a a stabilit termenii ce trebuie să apară în fişele trilingve pentru terminologia privind sudarea prin presiune cu gaz.

Comisia a VII-a. Standardizare

12. Lucrările comisiei a VII-a s-au concentrat asupra unor recomandări de standardizare privind sudarea cu arcul electric, sudarea cu gaz şi sudarea electrică prin presiune.

a. *Doc. VII-230-63* se referă la utilajul pentru sudarea cu arcul electric. În acest document se propun limite pentru altitudinea şi temperatura la care să lucreze utilajele normale de sudură, se definesc caracteristicile utilajelor şi se recomandă limitele între care aceşti parametri trebuie să se încadreze.

Se dau apoi recomandări privind încercarea utilajelor de sudură la încălzire. Se indică metodele de măsurare a temperaturii în funcţie de partea maşinii care se încălzeşte şi se fixează limitele de temperaturi admisibile.

În încheiere se fac recomandări privind mărimile ce trebuie să fie înscrise pe plăcuţele generatoarelor şi transformatoarelor de sudură.

Acest document este deosebit de interesant pentru fabricile noastre de utilaje destinate sudării cu arcul electric, el fiind un îndreptar preţios pentru constructorii de surse electrice.

b. *Doc. VII-234-63* cuprinde recomandări privind metoda de determinare a caracteristicilor mecanice ale sudurilor efectuate cu electrozi de mare pătrundere.

Sudurile se fac între două plăci de oţel cu σ_r cuprins între 42 şi 50 kgf/mm², la care C $\leqslant$ 0,18% : S $<$ 0,04% şi P $<$ 0,04%. Dimensiunile fiecărei plăci sînt 150 × 400 × 12 mm. La sudare se lucrează cu electrozi de 4 sau 5 mm diametru, folosind regimul de sudare prescris de producător. Între table se lasă o distanţă de maximum 1,5 mm. Se face cîte o sudură pe fiecare faţă a tablei. Sudarea cusăturii pe faţa opusă se face numai după ce piesele s-au răcit la o temperatură sub 100°C.

Din tablele astfel sudate se scot două epruvete de tracţiune şi trei epruvete de rezilienţă conform figurii 7. Încercarea epruvetelor se face la temperatura de 20 — 2°C. Epruveta de rezilienţă este de tipul Charpy V (fig. 3).

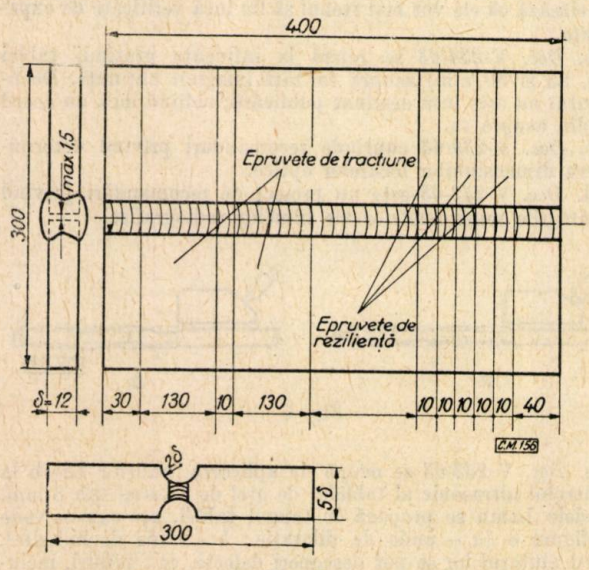


Fig. 7

c. *Doc. VII-229-63* cuprinde simbolizarea electrozilor pentru încărcări. Documentul este construit pe baza *doc. II-226-62* (v. darea de seamă asupra adunării anuale de la Oslo, iulie 1962) şi important este faptul că se descriu metalele de adaos pentru încărcări.

Sistemul de simbolizare cuprinde patru grupe de simboluri.

Grupa 1 cuprinde 3 simboluri :

1.1. Simbolul *E* arată că sudarea se face manual cu electrozi. În cazul în care după *E* nu apar alte simboluri ale grupei 1, înseamnă că se lucrează cu electrozi înveliţi.

1.2. Simbolurile *A*, *B*, *C*, *D* sau *Z*, care definesc forma electrodului, adică respectiv : sîrmă, colac de sîrmă, pulbere, tub cu inimă sau alte forme.

1.3. Simbolurile *A*, *C* sau *X* care definesc protecţia electrodului, adică respectiv : electrod învelit, electrod neînvelit şi flux sau electrod neînvelit.

Grupa 2 defineşte compoziţia chimică a metalului depus cu electrodul respectiv :

A — oţeluri slab aliate sau cu C $<$ 0,40%. Se folosesc la piese la care nu se dau prescripţii speciale cu privire la duritatea depunnerii. Prin călire, metalul depus poate atinge durităţi de 600 la 650 HV. Se aplică la piese care lucrează în condiţii de uzură nu prea severe. În general, metalul depus se poate prelucra după sudare.

B — oţeluri mediu aliate sau cu C $\geqslant$ 0,40%. Metalul depus are o rezistenţă la uzură mai mare decît cel din grupa *A*, din cauza carburilor metalice. Duritatea fiind mai mare, se impune o preîncălzire a metalului de bază la 250 — 350°C pentru a evita fisurarea la sudare. Se aplică la şuruburi transportoare, palete de ventilator şi malaxoare.

C — oţeluri austenitice cu Mn. Se folosesc la piesele supuse la uzură prin şoc, pentru că oţelul cu C $>$ 0,5% şi 11 — 16% Mn se întăreşte prin şoc. Nu este bun acolo unde piesa este supusă numai la abraziune. Sudarea se va face la temperaturi cît mai scăzute posibil.

Da — oţeluri austenitice cu Cr şi Ni. Metalul depus rezistă la coroziune şi la şocuri. Se utilizează şi la piesele care sînt supuse cavitaţiei.

Db — oţeluri austenitice cu Cr, Ni şi Mn. Se aplică acolo unde, pe lîngă rezistenţa la coroziune, se cere ca metalul depus să se întărească prin ecruisare. Se foloseşte la aparatele de cale ferată, la elementele de macarale şi la aparatele de măcinat.

Ea — oţeluri cu Cr $>$ 5% şi cu puţin carbon. Metalul depus se căleşte în aer şi poate avea durităţi cu atît mai mari, cu cît conţinutul în C este mai mare. La aceste oţeluri, Cr este între 12 şi 18% şi de aceea oţelurile sînt inoxidabile, iar C $<$ 0,25%. Se aplică la supape, matriţe şi altele.

Eb — oţeluri cu Cr $>$ 5% şi C $>$ 0,25%. Se călesc în aer şi dau durităţi peste 500 HB. Se aplică la încărcarea cilindilor de laminare şi altele.

F — oţeluri rapide. Metalul depus conţine W, V, Cr şi uneori Mo. În stare după sudare, metalul depus are durităţi de 700 HV, durităţi ce pot fi mărite la 850 HV prin tratament termic. Se aplică la încărcarea sculelor aşchietoare, poansoane, aparate de trepanat.

G — fonte aliate. Metalul depus are duritatea peste 50 HRC şi rezistă bine la abraziune. Se utilizează la încărcarea uneltelor miniere, la uneltele din oţelării şi mai ales la brăzdare, sape şi grape.

Învelişul acestor electrozi conţine mult grafit.

H — oţeluri rezistente la temperaturi ridicate.

N — aliaje pe bază de Co cu Cr şi W. Se utilizează acolo unde se cere o rezistenţă la abraziune, coroziune şi oxidare la temperaturi înalte. Se aplică la supape, vane de abur, pompe.

P — carburi metalice. Se utilizează acolo unde sînt uzuri severe.

Qa — aliaje pe bază de Ni cu Cr şi B. Se folosesc pentru acoperirea pieselor ce lucrează la temperaturi în jur de 500°C în condiţii de abraziune şi coroziune. Se aplică la vane, transportoare, pompe de ciment.

Qb — aliaje pe bază de Ni cu Mo şi Cr. Se comportă ca şi aliajele *Qa*, dar au rezistenţă mai bună la acizi. De aceea se aplică la părţile aparatelor din industria chimică, la matriţele ce lucrează la cald.

S — aliaje Cu-Al. Se folosesc la diverse acoperiri. Au rezistenţă bună la uzură şi coroziune.

1 — bronzuri complexe. Au rezistenţă bună la uzură prin frecare. Se aplică mai ales la acoperiri.

Grupa 3 cuprinde 3 simboluri :

3.1. Simbolul *0,1—9* defineşte duritatea metalului depus în stare brută. Astfel, *0* corespunde la durităţi sub 150 HV, *1* la 150 HV, *2* la 200 HV şi *9* la 900 HV.

3.2. Simbolul al doilea arată duritatea după tratament termic (dacă e cazul).

3.3. Simbolurile *1*, *2*, *3* şi *X* definesc tratamentul metalului după sudare : termic, mecanic, alt tratament, fără tratament.

Grupa 4 de simboluri defineşte natura învelişului sau fluxului (B-bazic ; G-grafit ; R-rutil ; S-săruri ; V-alte tipuri ; X-fără înveliş), poziţia admisă de sudare şi natura curentului de sudare.

d. *Doc. VII-224-63* este un raport asupra şedinţei comune IIS-ISO, ţinută în octombrie 1962 la Zürich, asupra materialelor de sudare cu gaze. Cu această ocazie s-au adoptat culorile de notare a gazelor : roşu pentru gazele combustibile, albastru pentru oxigen, şi negru pentru alte necombustibile.

S-au stabilit diametrele interioare la conductele de gaze şi raportul dintre presiunea de încercare şi presiunea de serviciu, raport care este 3. Ca presiuni de serviciu au fost adoptate : 3 kgf/cm² pentru O_2, gaze necombustibile şi gaze combustibile la diametrul conductei de 4 mm, şi 10 — 15 kgf/cm² pentru O_2 şi gaze necombustibile la diametre de 6—20 mm. Pentru gaze combustibile, presiunile adoptate la diametrele de 6—20 mm sînt cuprinse între 5 şi 15 kgf/cm².

e. *Doc. VII-235-63* este un anteproiect privind încercarea compatibilităţii dintre metalul de adaos şi cel de bază la sudarea cu gaze a oţelurilor.

Pentru aceasta se ia o tablă de 300×515 mm şi de grosime de cel puţin 4 mm, din care se taie plăcile *B* pentru sudare şi placa *A* pentru a scoate epruvetele de comparaţie (fig. 8).

Din plăci se scot : o epruvetă de tracţiune din metalul nesudat (epruveta *1a* ; placa *A*), o epruvetă de îndoire din metalul nesudat (epruveta *2a* ; placa *A*), două epruvete de tracţiune din metalul sudat (epruvetele *1b* şi *1c* ; placa *B*) şi două epruvete de îndoire din metalul sudat (epruvetele *2b* şi *2c* ; placa *B*). Formele şi dimensiunile epruvetelor sînt arătate în figura 9.

Încercările făcute asupra epruvetelor trebuie să dea următoarele rezultate : σ_r determinat pe *1b* şi *1c* să fie cel puţin egal cu σ_r determinat pe *1a* ; unghiul de îndoire determinat pe *2b* şi *2c* să fie cel puţin egal cu unghiul de îndoire determinat pe *2c*.

Dacă una dintre epruvetele *1b*, *1c*, *2b* şi *2c* nu dă rezultatele prescrise, este permis să se mai scoată două epruvete ; acestea trebuie însă să dea rezultatele prescrise, pentru ca sudura să poată fi acceptată.

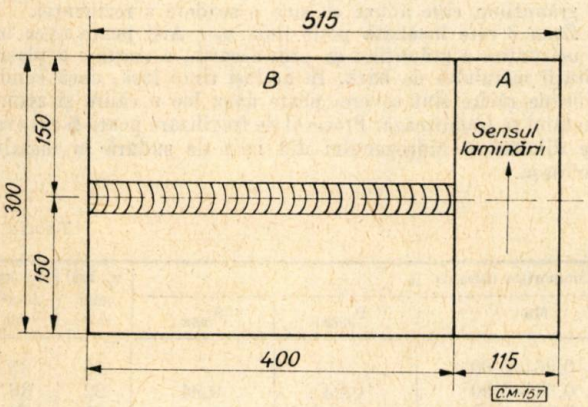


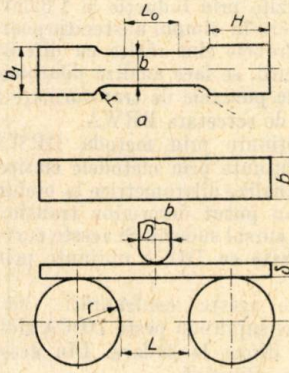
Fig. 8

f. *Doc. VII-231-63* se referă la utilajul pentru sudarea electrică prin presiune. Documentul este asemănător cu *VII-230-63* şi este foarte important pentru constructorii de maşini pentru sudarea electrică prin presiune.

Comisia a VIII-a. Igienă şi securitate

13. În cadrul comisiei a VIII-a s-a primit numai raportul anual al comsiei. În acest raport se menţionează următoarele preocupări :

a. S-a cercetat cantitatea de gaze care pătrunde în spatele măştii sudorului. S-a stabilit că, cu ajutorul unui ventilator care dă un curent de aer lateral, această cantitate de gaze se reduce la jumătate.



δ, mm	b, mm	L_o, min. mm	b_1, max mm	H, min. mm	r, min. mm
4	10	36	15	40	20
6	15	53	25	40	30
8	20	71	30	50	40
10	20	80	30	60	40

r ≥ 15 mm

δ, mm	b, mm	L, mm
4	10	D+12
6	10	D+18
8	15	D+24
10	15	D+30

CM.188

Fig. 9

b. S-a discutat, fără a se trage o concluzie, influenţa diferenţei dintre luminarea locală şi luminarea provenită de la arcul electric asupra obosirii ochilor sudorului.

c. S-a continuat examinarea critică a manualului de igienă şi securitate în operaţiile de sudare. S-au propus două capitole noi : unul în legătură cu metalizarea şi al doilea în legătură cu lipirea.

d. S-au definitivat recomandările privind igiena şi securitatea la sudarea cu arcul electric în mediu de gaz protector. Lucrarea a fost trimisă spre avizare la comisia a XII-a.

e. În programul de lucru pentru anul următor, pe lîngă continuarea problemelor susmenţionate, figurează : probleme de igienă şi securitate la sudarea maselor plastice şi întocmirea unei statistici despre accidente şi boli datorite proceselor de sudare.

Comisia a IX-a. Comportarea metalelor din punctul de vedere al sudării

14. Comisia a IX-a prin subcomisia IX-a D întreprinde o anchetă internaţională asupra ruperii fragile. Pînă în anul 1963 s-au adunat 51 de cazuri. Repartiţia acestor cazuri după natura construcţiilor este : 12 cazuri la cazane ; 22 de cazuri la construcţii navale ; 12 cazuri la şarpante ; 5 cazuri diverse (*doc. IX-353-63*).

În ceea ce priveşte felul oţelului, 7 cazuri aparţin construcţiilor din oţeluri de mare rezistenţă (52—54 kgf/mm²) şi 44 de cazuri la oţeluri normale, dintre care 39 la construcţii de oţel necalmat.

Subcomisia a examinat 11 din cele 12 cazuri de rupturi fragile la cazangerie şi ţevi şi a stabilit că : în două cazuri, ruperea fragilă se datoreşte crestăturilor de oboseală, în alte două cazuri, ruperea fragilă se datoreşte tensiunilor proprii şi fragilităţii metalului de bază şi în general, la toate cazurile, pe lîngă conceperea greşită, fragilitatea metalului de bază a avut un rol important.

15. Comisia a IX-a prin subcomisia a IX-a B a continuat cercetările asupra transformărilor oţelurilor în cursul sudării lor (*doc. IX-361-63*). Problema principală rămîne de a stabili în ce măsură diagramele de descompunere continuă a austenitei (DDCA) sînt aplicabile pentru studiul transformărilor structurale ale oţelurilor în timpul sudării lor. Ciclurile termice de la sudarea cu arcul electric sînt caracterizate prin : rapiditatea încălzirii, menţinerea scurtă în cîmpul austenitei, temperaturi mari care se ating şi viteza de răcire importantă.

Sub acțiunea unei asemenea încălziri este posibilă dizolvarea carburilor și austenitizarea, omogenizarea austenitei, cum și mărirea grăunților de austenită. Dată fiind rapiditatea cu care se desfășoară ciclul termic, asemenea procese sînt limitate.

Practic sînt de prevăzut : călirea datorită ciclului termic și fragilizarea zonei călite. Riscul fisurării se datorește atît fragilizării zonei călite, cît și tensiunilor proprii ce apar la solidificare. La acestea se adaugă și efectele nedorite ale difuziunii H_2 din baia de sudură în metalul de bază.

Pentru a răspunde tuturor acestor probleme s-au făcut următoarele cercetări experimentale :

a. Probele tubulare, cu înălțimea de 6 mm și diametrul exterior de 3,75 mm, sînt încălzite prin inducție la 1 325°C, timp de 6 s. Timpul de menținere în cîmpul austenitic poate fi variat între 4,3 și 10,2 s. Probele sînt răcite cu diferite viteze de răcire și, în cursul răcirii, se face analiza dilatometrică. În felul acesta se stabilesc punctele de transformare a oțelurilor. Aceasta este metoda de cercetare BRWA.

Curbele de transformare obținute prin metoda BRWA au fost comparate cu DDCA obținute prin metodele clasice.

b. Dr. Burat (RFG) a făcut analize dilatometrice la oțeluri în cursul sudării lor. Astfel s-au putut determina transformările pe care le suferă oțelul în cursul sudării. Și aceste curbe de transformare au fost comparate cu DDCA obținute prin metodele clasice.

Concluziile generale date de aceste confruntări sînt :

— Curbele DDCA clasice nu se suprapun peste DDCA ridicate prin metoda BRWA sau direct la sudare. Din acest motiv, DDCA au numai valoare calitativă.

— Este necesar să se continue cercetările asupra DDCA ridicate sub cicluri termice rapide, în special asupra oțelurilor utilizate în construcțiile sudate.

— Sînt oportune studii asupra punctelor de transformare martensitică, legate de încercări de fisurație și de fragilitate în zona influențată termic.

16. *Doc. IX-364-63, IX-371-63* și *IX-349-63* reprezintă cercetări asupra propagării fisurilor și asupra capacității oțelurilor de a opri propagarea unei fisuri. Se supun probelor diverse oțeluri, care sînt încercate după metode diferite.

În general, comisia a IX-a nu a ajuns la o concluzie definitivă privind metoda de încercare recomandabilă pe scară internațională și materialul cuprins în cele 3 documente citate constituie doar acumularea de date experimentale, necesară pentru a trage concluzii.

Comisia a X-a. Tensiuni reziduale și relaxare

17. Comisiei a X-a i s-au prezentat o serie de documente asupra metodelor de calcul teoretic al tensiunilor interne. Astfel se citează documentele : *X-319-63* care se ocupă de tensiunile interne provocate de o cusătură depusă pe o bară, un disc sau o placă ; *X-323-63* care se ocupă de contracțiile și distorsiunile produse într-o grindă I de o sudură de colț.

Doc. X-317-63 se ocupă de creșterea limitei de oboseală la piese de oțel moale prin încălzire la 500°C și răcire rapidă. Prin aceasta, însușirile de rezistență statică nu se modifică, în schimb, datorită compresiunilor introduse, rezistența la oboseală crește de la 13,5 la 18,5 kgf/mm².

Doc. X-316-63 arată rezultate experimentale asupra tensiunilor interioare introduse în două plăci de oțel moale, sudate în baie de zgură topită. Plăcile aveau dimensiunile de 50 × 500 × 1 000 mm. S-au măsurat tensiuni de întindere pînă la 35 kgf/mm², la circa 7 mm de sudură. Aceste tensiuni relativ mari sînt longitudinale. Tensiunile transversale nu depășesc 20 kgf/mm².

Doc. X-318-63 este un studiu comparativ relativ la două metode pentru determinarea tensiunilor proprii : metoda prin întindere și metoda prin torsiune. Se indică avantajele și limitele celor două metode.

Comisia a XI-a. Recipiente sub presiune, cazane și țevărie

18. De la comisia XI-a s-au primit 3 documente :

a. *Doc. XI-92-63* se ocupă cu deformațiile plastice care apar la recipientele sub presiune. Documentul cuprinde relații practice de calcul necesare la proiectarea recipientelor, studiază instabilitatea plastică, deformația totală și modurile de generare a tensiunilor.

b. *Doc. XI-93-63* prezintă cîteva date privind sudarea conductelor magistrale în Japonia. Oțelurile folosite în Japonia pentru conducte sînt arătate în tabela 7.

Electrozii folosiți la sudare sînt fie cu ilmenit în înveliș, fie, mai des, electrozi bazici. La toți electrozii, metalul depus are $C \leqslant 0{,}09\%$. La cei cu ilmenit, Mn este între 0,35 și 0,55%, iar Si între 0,04 și 0,14%. La cei bazici, Mn este între 0,80 și 1,10% și Si între 0,45 și 0,70%. Rezilienta, la temperatura ambiantă, este peste 20 kgmf/cm² la cei bazici și peste 11 kgmf/cm² la cei cu ilmenit. La electrozi bazici, la —20°C, rezilienta sudurilor este încă peste 12 kgmf/cm². Scăderea rezilienței cu scăderea temperaturii începe la 0°C.

c. *Doc. XI-96-63* cuprinde un program de cercetări asupra tratamentului pentru reducerea tensiunilor proprii.

Obiectivele sînt :

— menținerea sau ameliorarea caracteristicilor de elasticitate, rezistență și rezilienta la temperaturi scăzute ale materialelor ;

— reducerea tensiunilor proprii din construcția sudată la un nivel minim ;

— riscul de alterare minimă a oțelurilor, ca urmare a tratamentului termic ;

— aplicarea tratamentelor termice de detensionare locală.

Interesant de reținut sînt zonele pe care le deosebește autorul documentului, în legătură cu ciclurile termice produse de procesul de sudare. Astfel sînt analizate :

Zona 1 este încălzită între 200 și 550°C și are loc o accelerare a învechirii oțelului, în cazul în care acesta a suferit o deformare plastică. În același timp, deformările provocate de sudare provoacă deformări plastice și deci o autoînvechire. Aceste procese duc la creșterea pragului de fragilizare a metalului.

Dacă metalul de bază a fost martensitic, atunci în această zonă, ca urmare a revenirii, se produce o scădere a caracteristicilor mecanice.

Zona 2 este încălzită sub linia a_{c_3}. Aici are loc o creștere a grăunților, care aduce cu sine o scădere a rezilienței.

Zona 3 este încălzită peste linia a_{c_3}. Aici poate avea loc o mărunțire a grăunților și, prin aceasta, o creștere a plasticității metalului de bază. În același timp însă, dacă condițiile de răcire sînt severe, poate avea loc o călire și atunci metalul se fragilizează. Procesul de fragilizare poate fi agravat de difuziunea hidrogenului din baia de sudură în metalul de bază.

Tabela 7

	Tipul oțelului	Compoziția chimică, %					σ_c, kgf/mm² min	σ_r, kgf/mm² max
		C_{max}	Si_{max}	Mn	P_{max}	S_{max}		
Presiuni normale	STPG35	0,20	0,35	0,25—0,60	0,04	0,04	18	35
	STPG38	0,25		0,30—0,90			22	38
	STPG42	0,30		0,30—1,00			25	42
Presiuni înalte	STS35	0,18	0,35	0,30—0,60	0,035	0,035	18	35
	STS38	0,25		0,30—0,90			22	38
	STS49	0,33		0,30—1,00			28	48

Zona 4 este vecină cu baia de sudură. Aici poate avea loc arderea metalului de bază și umplerea straturilor intergranulare cu impurități. Datorită stării în care se află, piesele se pot deplasa una față de alta în timpul sudării dacă ele nu sînt bine fixate. Prin aceasta se pot produce fisuri și denivelări geometrice.

Comisia a XII-a. Procedeele speciale de sudare cu arcul electric

19. Comisia a XII-a a acordat mare atenție jetului de plasmă. În terminologia IIS se folosește termenul de jet de plasmă *JP* cînd arcul arde între electrodul de wolfram și diuză termenul de arc de plasmă *AP* cînd arcul arde între electrodul de wolfram și piesă.

În legătură cu plasma se menționează documentele :

a. *Doc. XII-189-63* în care se expun realizări din Anglia legate de plasmă. În primul rînd se arată parametrii folosiți la tăierea aluminiului și oțelurilor inoxidabile cu *AP*. Gazele de protecție sînt : 65% Ar + 35% H_2. În cazul aluminiului se taie table începînd de la 6,3 mm grosime pînă la grosimi de 127 mm. La 6,3 mm grosime, parametrii sînt : $I = 400$ A ; $U_a = 70$ V ; $D_g = 30$ l/min ; $v_t = 600$ m/oră. La 127 mm grosime, parametrii sînt : $I = 700$ A ; $U_a = 170$ V : $D_g = 150$ l/min ; $v_t = 16$ m/oră. În cazul oțelurilor inoxidabile, gama de grosimi este cuprinsă între 6,3 mm și 101,6 mm. Regimul de tăiere este asemănător cu cel de la aluminiu, numai că vitezele de tăiere sînt mai mici, și anume 200 m/oră, respectiv 10 m/oră.

Pentru acoperiri se folosește *JP*. Acesta prezintă avantaje față de alte procedee pentru că acoperirea se face în atmosferă controlată, temperaturile sînt foarte mari și iuțeala de acoperire este ridicată. Se realizează straturi dense și continue. *JP* permite să se facă acoperiri de piese cu oxid de aluminiu, carburi de Cr, B, Ti, Ta, Tu, și cu alte aliaje. În cazul acoperirii cu *JP*, arzătorul are un orificiu prin care se suflă pulberea metalică în jet. Detalii asupra aparaturii necesare acoperirii cu *JP* sînt arătate în *doc. XII-187-63*.

b. *Doc. XII-186-63* constituie o prezentare a proceselor din plasmă, descriind apoi diverse aplicații ale plasmei la tăiere, sudare și încărcare.

20. În legătură cu sudarea automată sub flux s-au prezentat :

a. *Doc. XII-179-63* în care se tratează sudarea automată sub flux a oțelurilor inoxidabile de tipul 18/8 ; 18/12 și 16/14 Cr și Ni. În toate cazurile, conținutul în C era sub 0,04%. La sudare s-au folosit sîrme aliate și fluxuri topite sau aglomerate. Analiza chimică a fluxurilor topite este arătată în tabela 8.

S-a cercetat apoi apariția fisurilor în cusătură în funcție de conținutul de ferită, găsindu-se că la conținuturi sub 5% ferită în cusătură apar fisuri.

Sudurile obținute cu diverse fluxuri și sîrme au fost apoi încercate la coroziune și la probele mecanice uzuale. S-a constatat că fluxurile aglomerate dau rezultatele cele mai bune.

b. *Doc. XII-198-63* conține date asupra sudării automate sub flux a oțelurilor cu rezistență mărită furnizate de delegațiile R.F.G. și S.U.A.

În R.F.G. se sudează așa-numitele oțeluri cu grăunți mici (Feinkornstähle) la care se limitează conținutul în P la 0,02% și în N_2 la 0,005%. Sudarea nu prezintă dificultăți. Se sudează cu curenți relativ mici primele straturi (225 A), apoi curentul crește și atinge 600 A la ultimul strat. La table de grosime 20 mm se depun 6 straturi (4 pe o față și 2 pe cealaltă), la 30 mm se depun 8 straturi (5+3), iar la 40 mm se depun 13 straturi (10+3).

În S.U.A. indicațiile cu privire la sudarea acestor oțeluri sînt asemănătoare. Curenții de sudare sînt cuprinși între 300 și 425 A la sîrme de 2,4 mm diametru, și între 400 și 600 A la sîrme de 4 mm diametru. Se prescrie, de asemenea, ca temperatura stratului depus anterior să fie sub 175°C, atunci cînd peste el se depune stratul următor.

c. *Doc. XII-200-63* conține o revizuire a clasificării sîrmelor pentru sudarea automată sub flux a oțelurilor cu carbon și slab aliate. Diametrele prescrise pentru sîrme sînt : 0,8 ; 1,2 ; 1,6 ; 2,4 ; 3,2 ; 4,0 ; 5,0 ; 6,3 ; 7,0 ; 8,0 ; 10,0 ; 12,0. Sortimentele de sîrmă sînt arătate în tabela 9.

Tabela 8

Tipul fluxului	SiO_2	MnO	Al_2O_3	CaO	MgO	Na_2O	ZnO_2	Ti	Cr	Ni	CaF_2
Topit A	38	7,5	11	25	12	—	—	—	—	—	3,5
Aglomerat B	37,4	—	7	31,7	—	3	19,3	—	3,5	—	—
Aglomerat C	15,4	—	7,35	15,4	26,8	—	14,	4,4	6,6	0,32	9
Aglomerat D	35,1	—	3,2	31,7	3,2	—	9	—	2,7	—	11,5

Tabela 9

Notație	C, %	Mn, %	Si, %	Mo, %	S, % max	P, % max	A, % max
S1	0,06—0,12	0,3—0,6	max 0,05	—	0,03	0,03	0,03
S1 — Si		0,4—0,6	0,1—0,4	—			
S1 — Mo		0,3—0,6	0,15—0,4	0,45—0,60			0,02
S2	0,07—0,14	0,8—1,2	0,05—0,15	—			0,03
S2 — Si			0,15—0,4				
S2 — Mo	0,06 — 0,12		0,05—0,15	0,45—0,60			
S3	0,10 — 0,15	1,3—1,7	0,10—0,25	—			0,02
S3 — Mo	0,08 — 0,14	1,1—1,5	0,05—0,15	0,45—0,60			
S4	0,11 — 0,16	1,7—2,2	0,05—0,25	—			
S4 — Mo		1,7—2,1	0,05—0,15	0,45—0,60			
S5	0,17—0,27	2,2—2,7	0,05—0,25	—			
S6		2,8—3,2	0,2 —0,3	—			
S6 — Mo			0,15—0,3	0,45—0,60			

Documentul mai cuprinde toleranţe, dimensiuni de colaci, norme de recepţie, marcare, ambalare.

21. În legătură cu sudarea folosind jetul de electroni, în *doc. XII-189-63* se face o trecere scurtă în revistă asupra acestui procedeu şi se arată că avantajele sale principale sînt: energia consumată mică, proces precis controlat şi puritate mare a cusăturii. Faţă de aceste avantaje, procedeul de sudare necesită instalaţii de vid înaintat. Recent însă s-a demonstrat că se poate suda cu jet de electroni şi în mediu gazos la presiuni normale. Cercetările sînt în curs şi se pare că sudarea în mediu de heliu este cea mai economică.

Doc. XII-195-63 arată rezultatele încercărilor de sudare cu jet de electroni a diverselor materiale. Instalaţia de sudare era fabricată de Carl Zeiss avînd tensiunea maximă de accelerare de 150 kV şi curentul de sudare maxim de 20 mA. Constatările făcute sînt:

— La sudarea oţelului St 37, sudura avea pori din cauza gazelor care au părăsit oţelul în timpul sudării.

— Titanul se sudează foarte bine. Se obţin rezistenţe mecanice mai bune decît la procedeul WIG. La 1 mm grosime, parametrii optimi au fost: $U_a = 110$ kV, $I_s = 1{,}8$ mA şi $v_s = 5$ mm/s.

— Aluminiul (99,5%) se sudează bine dacă se curăţă pelicula de oxid. Din cauza conductibilităţii termice ridicate sînt necesare energii mari.

— Oţelul inoxidabil 18/8 se sudează bine. Pentru grosimi de 2 mm se recomandă: $U_a = 95$ kV; $I_s = 2{,}85$ mA şi $v_s = 3$ mm/s. Se constată o scădere a durităţii în zona sudată.

— Inconelul se sudează foarte bine. La grosimi de 2 mm se recomandă: $U_a = 120$ kV; $I_s = 2{,}3$ mA şi $v_s = 2$ mm/s.

— Zircalloyul se sudează foarte bine. La grosimi de 1,7 mm se recomandă: $U_a = 90$ kV; $I_s = 21{,}5$ mA şi $v_s = 9{,}5$ mm/s.

22. Se semnalează încă două documente: *doc. XII-178-63* în care se precizează condiţiile de îndeplinit la sudarea recipientelor de presiune în baie de zgură topită şi *doc. XII-182-63* în care se studiază însuşirile mecanice ale sudurilor la oţeluri slab aliate, sudate în baia de zgură topită.

Comisia a XIII-a. Încercări la oboseală

23. În legătură cu încercările la oboseală a sudurilor s-au prezentat mai multe documente.

a. *Doc. XIII-308-63* conţine un proiect de încercări la oboseală a diverselor tipuri de suduri. Comisia a XIII-a a examinat acest proiect de încercări şi a stabilit că efectuarea sa ar însemna un pas înainte în cunoaşterea însuşirilor mecanice ale îmbinărilor sudate.

Se propun spre încercare: suduri în capete executate automat din două treceri, executate manual fără placă pentru formarea rădăcinii şi cu placă pentru formarea rădăcinii, suduri în cruce în diverse situaţii: fără întrepătrunderea cusăturilor, cu cusături întrepătrunse, cu cusături convexe şi cu cusături concave.

b. *Doc. XII-321-63* cuprinde rezultatele unor încercări comparative asupra unor suduri în capete pregătite în diverse ateliere. Oţelul pe care s-au făcut încercările a fost elaborat în Anglia avînd: C = 0,23%; Mn = 0,57%; S = 0,036% şi P = 0,034%, iar $\sigma_r = 46{,}6$ kgf/mm². Oţelul a fost laminat într-o singură tablă din care apoi au fost decupate bucăţi ce s-au trimis în: R.F.G., S.U.A., Franţa, Italia, Olanda, Finlanda şi R.F.S.J. A fost indicat modul de pregătire a tablelor în vederea sudării lor şi sudate cu electrozi rutil după un regim prescris. Nu toate ţările au respectat indicaţiile date, astfel că s-au semnalat abateri atît la rostul lăsat între piese, cît şi la diametrul electrodului şi la numărul de straturi. După aceea, probele au fost încercate la oboseală pe diverse maşini. Fiecare laborator a încercat circa 15 epruvete, iar valorile limitei de oboseală au variat de la 15,33 kgf/mm² (laboratorul de încercări de metale al şcolii politehnice din Stuttgart) pînă la 22 kgf/mm² (laboratorul de cercetări şi control Fiat).

Concluziile care se desprind din acest studiu arată că rezultatele încercărilor de oboseală depind în măsură destul de mare de felul în care se execută sudura şi de condiţiile specifice de încercare (forma epruvetei, modul de prelucrare, maşina la care se încearcă).

c. *Doc. XIII-306-63* cuprinde recomandări practice privind tratarea pieselor prin compresiune mecanică locală cu scopul de a mări rezistenţa la oboseală.

În aceeaşi direcţie se menţionează şi *doc. XIII-309-63* care cuprinde recomandări privind tratamentul termic local. În acest caz, compresiunile necesare măririi rezistenţei la oboseală se introduc prin tratament termic.

În fine, *doc. XIII-310-63* se ocupă de aceeaşi problemă, numai că tensiunile de compresiune necesare se introduc prin ciocănire.

d. *Doc. XIII-301-63* studiază influenţa curăţării tablelor de coajă de la laminare prin sablare sau bombardare cu alice, asupra rezistenţei la oboseală. Epruvetele au fost încercate la oboseală prin tracţiune repetată. Maşina de încercat făcea 750 cicli pe minut, iar determinarea rezistenţei s-a făcut prin metoda sarcinii progresive. Rezultatele încercărilor sînt arătate în tabela 10.

Tabela 10

σ_r, kgf/mm²	Modul de curăţare	σ_{ob}, kgf/mm²
50	—	26
	sablare curăţare cu alice	26
		24
60	—	28
	sablare curăţare cu alice	30
		30
80	—	30
	sablare curăţare cu alice	38
		38

Din cercetările făcute rezultă că la oţelurile cu $\sigma_r \leqslant 60$ kgf/mm², curăţarea coajei de laminare nu influenţează rezistenţa la oboseală. O asemenea influenţă se observă numai la oţeluri cu rezistenţă mare.

e. *Doc. XIII-312-63* atrage atenţia asupra unei chestiuni importante. Se ştie că H_2 din metalul de bază, ajuns acolo prin difuziune din baia de sudură, poate provoca fisuri sub cusătură sau defecte „ochi de peşte". Acestea din urmă se ivesc numai dacă se depăşeşte limita de elasticitate în mod static. Cum în construcţii limita de elasticitate nu se depăşeşte în mod normal, rezultă că defectele „ochi de peşte" nu au importanţă prea mare.

În document se prezintă o serie de ruperi prin oboseală la solicitări sub limita elastică, la care în ruptură apar „ochi de peşte". Autorul presupune că formarea lor se datoreşte deformărilor plastice care apar la nivelul acelor cristale cu orientarea favorabilă faţă de direcţia solicitării. Deşi macroscopic limita elastică nu a fost depăşită, unele cristale cu orientare favorabilă pot atinge stări în care se deformează plastic. În aceste cristale H_2 începe să difuzeze şi cumulativ ajunge să formeze „ochi de peşte".

f. *Doc. XIII-302-63*; *XIII-303-63*; *XIII-304-63* prezintă trei cazuri de rupere prin oboseală la construcţii sudate. În toate cazurile avariile au apărut din cauza plasării sudurii în locurile cu solicitări maxime.

g. *Doc. XIII-317-63* prezintă influenţa craterelor din cusătură asupra rezistenţei la oboseală a sudurilor. Rezultatele arată că rezistenţa la oboseală scade cu circa 20%.

h. *Doc. XIII-319-63* prezintă rezultatele încercărilor la oboseală a unor suduri în capete la aliaje de Al.

i. *Doc. XIII-313-63* cuprinde cîteva consideraţii matematice legate de metoda lui Locati pentru determinarea rezistenţei la oboseală. Autorul arată că metoda lui Locati duce la erori de 20—30% în determinarea limitei de oboseală.

Comisia a XIV-a. Învăţămînt în sudură

24. La comisia a XIV-a s-au examinat o serie de texte care urmează să fie recomandate acelora ce se preocupă de formarea cadrelor de sudori cu diverse calificări. În cele ce

urmează se semnalează aceste documente, recomandîndu-se spre consultare tuturor forurilor ce se ocupă de învățămînt în domeniul sudurii.

a. *Doc. XIV-185-63* prezintă o dare de seamă amplă asupra formării cadrelor de ingineri și tehnicieni în Norvegia. Documentul este elaborat sub auspiciile Institutului pentru tehnologia mecanică din Trodheine.

b. *Doc. XIV-178-63* este o scurtă introducere în tehnica radiografiei. Documentul ar putea fi folosit la lucrările practice de defectoscopie cu studenți și la cursurile de calificare a tehnicienilor din uzine, care lucrează la defectoscopia cu raze X. Documentul este elaborat sub auspiciile aceluiași institut ca și *doc. XIV-185-63.*

c. *Doc. XIV-183-63* este un manual pentru instruirea sudorilor care se specializează în sudarea și tăierea cu gaze. Manualul conține o serie de lucrări practice, descrise detaliat pe operații și cu lista de materiale și utilaje necesare. Documentul este elaborat de „Swedish Metal Trades Employers' Association".

d. *Doc. XIV-175-63* prezintă o dare de seamă asupra organizării învățămîntului în domeniul sudurii, din Anglia. El este elaborat de Institutul de sudură din Londra.

Comisia a XV-a. Concepția și execuția construcțiilor sudate

25. O preocupare importantă a comisiei a fost aceea a construcțiilor sudate din Al și aliaje de Al. In această direcție s-au prezentat documentele: *XV-160-63*; *XV-163-63*; *XV-163-63.* In aceste documente se tratează: însușirile aluminiului și aliajelor sale; procedeele de sudare prin topire; pregătirea pieselor în vederea sudării lor; recomandări privind executarea sudării; concepția construcțiilor sudate.

În legătură cu construcțiile de aluminiu se observă că ele apar în diverse domenii.

a. Aliajele de Al au masă specifică mică și relativ bune însușiri mecanice la temperatura ambiantă și la temperaturi scăzute. Din aceste motive, primul domeniu al construcțiilor de Al este acela al materialelor de transport, recipiente pentru păstrarea diverselor materiale și, în general, în toate cazurile în care asupra pieselor se exercită accelerații mari.

Aliajele Al-Mg și Al-Mg-Si au și rezistență la coroziune atmosferică, ceea ce face ca construcțiile de Al să fie ușor de întreținut.

b. Al pur și aliajele sale au bună rezistență la coroziune. În anumite domenii în care mediul este deosebit de agresiv se recomandă Al foarte pur. Din acest domeniu, o serie de construcții de Al și aliaje se utilizează în industria chimică și alimentară.

c. Al și aliajele sale prin polizare și protecție anodică pot obține culori variate. Din aceste motive, Al și aliajele sale se utilizează în industrie și arhitectură pentru decorații.

În funcție de aceste domenii, în documentele respective se dau principii generale de respectat la conceperea diverselor construcții sudate.

26. *Doc. XV-154-63* și *XV-156-63* sînt îndrumătoare de calcul al construcțiilor sudate solicitate dinamic, respectiv static. În fine, *doc. XV-153-63* se ocupă de analiza tensiunilor la construcții sudate din tuburi. Se consideră că acest document este foarte important pentru Uzina „1 Mai" — Ploiești care execută construcții sudate din tuburi.

CZ 621.791 : 061.4 (439.1)

Conferința de sudură de la Budapesta, 23—26 septembrie 1963

Conferința și-a desfășurat lucrările în trei secții, și anume: A. Tehnologie de sudare. B. Călire cu flacără. C. Construcții, proiectare.

Delegații secției sudură a Bazei de cercetări științifice Timișoara a Academiei R.P.R., ing. Traian Sălăgean și ing. Clara Boarnă, au participat la lucrările secției A.

În prezenta dare de seamă se dau rezultatele comunicărilor prezentate în cadrul secției A în ordinea programării lor, și titlurile comunicărilor prezentate la celelalte două secții, în aceeași ordine.

1. *Dr. B. Zorkóczy, R.P.U.*: *Corodarea electrolitică a construcțiilor sudate.* Autorul arată că efectul chimic al corodării constă într-o dizolvare, oxidare sau acțiune simultană a acestora asupra pieselor. Corodarea poate să decurgă ca o reacție chimică simplă sau mijlocită de o diferență de potențial electric, în ultimul caz numindu-se corodare electrochimică sau galvanică.

În cazul corodării pieselor cu tensiuni (proprii sau externe) este vorba de o corodare galvanică la care tensiunea concentrează efectul corodării pe o suprafață atît de mică, încît materialul atacat prezintă o fisură care se propagă rapid spre interiorul piesei.

Mecanismul corodării pieselor cu tensiuni depinde de materialul atacat și de calitatea electrolitului. Lucrarea se ocupă cu corodarea în soluții de azotați a oțelului moale, nealiat.

Elementele galvanice macro sau microscopice care provoacă corodarea se pot datori unor diferențe de compoziție chimică, de energie sau de concentrație.

În cazul oțelului moale cu electrolit cu azotați se formează elemente galvanice microscopice la marginile grăunților de ferită, între cementită (catod) și ferită (anod), de asemenea între atomii dezorientați (cu energie mai mare) de la marginea grăunților de ferită și cei orientați (cu energie mai mică) din grăunții de ferită. O diferență de energie provoacă și deformarea la rece, oțelul moale întins, spre exemplu, la rece fiind cu energie internă mai mare decît cel nedeformat. În cazul îmbinărilor sudate, în zonele vecine cusăturii apar întotdeauna deformații permanente care pot atinge și depăși uneori 6%. Lățimea zonei care poate suferi asemenea deformări depinde de grosimea materialului care se sudează (la $\delta = 20$ mm, poate atinge 150 mm). La marginea grăunților apare o coroziune datorită diferenței de energie; în urma sudării apar eforturi de compresiune care pot provoca deformații plastice, respectiv elemente galvanice, în locul acestor coroziuni. În consecință se obține o adîncire a fisurilor, în final putîndu-se chiar rupe piesa.

În continuare, în lucrare se face o analiză a factorilor care pot provoca corodarea pieselor cu torsiuni: compoziția chimică, deranjarea atomilor la marginile grăunților, tensiunea la care sînt supuse piesele și concentrația electrolitului.

În cazul oțelului moale, cementita și dezorientarea atomilor de la marginea grăunților este redusă în măsură impottantă prin tratamentul termic de normalizare. De aceea, normalizarea frînează corodarea. În ceea ce privește tensiunile (eforturile) care favorizează corodarea, ele se împart în: tensiunile interne datorite contracției cusăturii sudate și tensiunile externe la care este supusă construcția sudată. Desigur, prima componentă este mai importantă, deoarece ea poate provoca deformații permanente, pe cînd a doua, în cazul unor construcții bine dimensionate, rămîne sub limita de curgere. Deoarece eforturile de contracție sînt maxime în axa cusăturii, și fisurile datorite lor sînt mai concentrate în jurul acestui loc.

În literatura de specialitate există păreri contrare în privința mărimii tensiunilor care provoacă corodarea. Astfel, după unii, tensiuni mici acționînd timp îndelungat pot amorsa corodarea; după alții, există un prag, suficient de ridicat, care trebuie atins pentru ca să înceapă procesul de corodare. Pentru lămurirea problemei s-au făcut încercări pe probe în stare întinsă, care, concomitent cu efortul de întindere, au fost fierte într-o soluție conținînd 860 g/l azotat de calciu și 30 g/l azotat de amoniu. Încercările sînt încă în curs.

S-a observat că probele supuse unei deformații la întindere de 4% s-au fisurat după 24,5 ore de fierbere, în cazul materialului în stare de livrare, iar cele în stare normalizată, după 42 ore. La o deformare de 1% prin întindere nu s-au fisurat nici cele în stare de livrare și nici cele normalizate, după 200 ore de fierbere.

Sînt în curs și cercetări privind influența detensionării (revenirii) la diferite temperaturi a probelor inițial deformate. Astfel, de exemplu, s-a observat că probele supuse unor deformări de 1—13,5% și, în această stare (în dispozitivul de deformare), revenite 1/2 oră la 600°C nu s-au fisurat nici după o fierbere de 200 ore, pe cînd cele nerevenite au fisurat după 8—42 ore.

Înlăturarea corodării prin azotați a pieselor cu tensiuni ale construcțiilor sudate din oțel moale este posibilă prin înlăturarea tensiunilor interne provocate de sudare și împiedicarea ajungerii în contact a construcției de oțel moale cu soluția atacantă de azotați. Astfel, este eficace tratamentul termic de detensionare (revenire) între 600—650°C timp de cel puțin o oră, respectiv acoperirea suprafețelor cu straturi protectoare corespunzătoare (rășini sintetice etc.).

Autorul lucrării a studiat practic efectul corodării pieselor cu tensiuni pe coșurile metalice ale unor uzine siderurgice, coșuri distruse în urma acestei corodări.

2. *Ing. M. Matolcsy și ing. S. Martényi, R.P.U.* : *Studiul fenomenului de oboseală la îmbinările sudate din aliaje Al-Mg-Zn.* Problema a apărut simultan cu folosirea tot mai largă a aliajelor ușoare în construcțiile de autovehicule, în speță a unui aliaj Al-Mg-Zn (Hegal) elaborat de Institutul de cercetări metalurgice din R.P.U. Aliajul studiat conține și 0,1—0,13% Ti. Grosimile de tablă studiate au fost 1,5 ; 2 ; 4 și 6 mm. Sudurile s-au executat după procedeul MIG, cu electrozi din același material ca cel de bază, folosind diferiți sudori pentru a ține seamă și de factorii subiectivi introduși. Încercările s-au efectuat numai după 90 de zile de la sudare, pe probe în general prelucrate. Numai pentru compararea rezultatelor s-au făcut cîteva încercări pe probe neprelucrate.

Încercările la oboseală s-au făcut la o mașină Amsler de 10 t cu solicitări pulsatorii la întindere.

Pentru o mai bună apreciere a rezultatelor încercărilor, autorii fac o trecere în revistă a metodelor moderne de interpretare a rezultatelor.

Autorii descriu astfel metoda de lucru pentru determinarea probabilității P de rupere în cazul fiecărei valori a rezistenței la oboseală. Determinarea probabilității de rupere, după legile statisticii matematice, pretinde încercări cu multe probe, dar metoda prezintă mai multă încredere. În acest fel, în locul unei singure curbe Wöhler se obțin mai multe curbe de diferite probabilități, pentru fiecare dintre ele corespunzînd cîte o altă limită la oboseală. Deci în cazul epruvetelor din probe sudate nu se pot folosi sau calcula valorile medii ale rezultatelor. De menționat este și faptul că curba cu probabilitatea de 50% nu corespunde cu curba valorilor medii. În cazul tablelor avînd grosimea de 2 mm, $\sigma_{k50} = 7{,}5$ kg/mm² cu probabilitate de 50% și $\sigma_{k90} = 14{,}5$ kg/mm² cu probabilitate de 90%. Curba cu $P = 0{,}01\%$ s-a considerat prag de sensibilitate. În acest caz, $\sigma_k = 0$.

Pentru tablele de 6 mm grosime s-au obținut valorile : $\sigma_{k0,01} = 0$; $\sigma_{k50} = 7$ kg/mm² ; $\sigma_{k80} = 10{,}5$ kg/mm².

În continuare s-a studiat efectul calității cusăturii asupra duratei încercării. S-a observat că probele sudate care au rezistat la numărul cel mai mic de cicluri au fost cu defecte în sudură, mai frecvente fiind incluziunile de gaze. S-au găsit foarte puține rupturi fără defecte.

În cazul îmbinărilor sudate ale tablelor de aluminiu, după părerea autorului, este foarte dificilă examinarea Roentgen. Calitatea îmbinării sudate și, astfel, caracteristicile de oboseală depind foarte mult de calificarea sudorului, de conștiinciozitatea cu care lucrează și de condițiile de lucru.

3. *Doc. P. Romvári, R.P.U.* : *Influența alierii cu Ti asupra sudabilității oțelului MTA-50.* Autorul în introducerea lucrării arată că, pentru a micșora greutatea construcțiilor metalice și a economisi în acest fel material, oțelurile moi, nealiate, se înlocuiesc azi cu o categorie de oțeluri slab aliate, elementele de aliere fiind de obicei manganul și siliciul. Unele elemente însă, ca Al, Ti, Va, în afară de mărirea cifrelor de rezistență a oțelului, îmbunătățesc și sudabilitatea lui. Se știe astfel că oțelurile aliate cu Ti au sudabilitate mai bună decît cele fără Ti. Totuși, datorită faptului că, la alegerea necorespunzătoare a temperaturii de laminare, oțelul se fragilizează, aceste tipuri de oțeluri nu se prea utilizează. Autorul se ocupă cu cercetarea oțelului 14G2 după GOST 5058-57, aliat cu Ti, care atît în privința compoziției chimice, cît și a proprietăților mecanice corespunde oțelului unguresc MTA-50.

Din cercetarea proprietăților mecanice au rezultat următoarele :

Oțelul cu Ti $\geq 0{,}06\%$, laminat la temperaturi înalte, este dur, prezintă o plasticitate și rezilință redusă. Cu creșterea conținutului în Ti crește duritatea oțelului și scade plasticitatea, respectiv rezilința lui. Autorii explică acest fenomen prin dizolvarea în ferită a unei cantități mai mari de Ti. În cazul oțelului cu 0,15% Ti, fragilizarea devine atît de puternică încît pragul de fragilitate apare la +20°C (încercări făcute pe epruvete Mesnager), ceea ce face ca folosirea acestui oțel la construcții sudate să fie interzisă. O îmbunătățire a situațiilor amintite se obține prin normalizarea probelor. Astfel, Ti dizolvat la $T \geq 1\,000$°C se separă la temperatura de normalizare ($T \cong 900$°C) și se formează TiC. Prin separarea Ti crește plasticitatea oțelului. Din încercările efectuate a rezultat că, în cazul oțelului studiat, temperatura optimă de normalizare este de 900—910°C și timpul de menținere optim este de 2—4 min/mm.

Autorul a studiat și formarea fisurilor la cald, în cusătura sudată. Pentru determinarea cantitativă a formării fisurilor la cald se menține constantă viteza de răcire în zona vecină cusăturii și se variază viteza de deformare a cusăturii, în timpul executării sudurii. Rezistența la fisurare la cald a fost caracterizată prin acea viteză maximă de deformare, la care încă nu au apărut fisuri. Sudarea s-a făcut în mediu de CO_2, folosind trei tipuri de sîrme. Parametrii de sudare au fost : $I = 280—300$ A ; $U = 28—30$ V ; $v_{sudare} = 30$ m/h ; $v_{CO_2} = 1\,200$ l/h ; $d_{el} = 2{,}0$ mm. S-a observat că creșterea conținutului în C al sîrmei mărește tendința spre fisurare la cald. Cu creșterea conținutului în Ti al materialului de bază, structura cusăturii devine mai fină și astfel crește și rezistența față de fisurarea la cald. Același efect îl are și tratamentul termic de normalizare a materialului de bază.

În cazul oțelurilor slab aliate are o mare influență asupra structurii, și deci asupra proprietăților mecanice ale îmbinării, temperatura de încălzire în timpul sudării. De aceea este importantă alegerea corespunzătoare a ciclurilor termice la sudare în așa fel încît să nu apară structuri de călire sau structuri cu grăunți prea mari. S-au efectuat în acest scop suduri cu diferite energii specifice (cal/cm) : 1 700, 3 000, 5 000 și 10 000 cal/cm. S-a observat că proprietățile mecanice cele mai bune se obțin pentru valori de 1 700—5 000 cal/cm, în cazul tablelor avînd grosimea de 12 mm. Pentru grosimi diferite de 12 mm, energia specifică s-a determinat după metodele profesorului Rîkalin.

Din totalitatea încercărilor efectuate s-au tras de autor următoarele concluzii :

a. în cazul oțelurilor cu Ti $\geq 0{,}06\%$, temperatura de laminare nu este admis să depășească 1 000—1 050°C ;

b. oțelul cu Ti $\geq 0{,}06\%$, laminat la temperaturi mai mari decît 1 000 —1 050°C, trebuie tratat termic ;

c. temperatura de normalizare trebuie să fie de 900—910°C și timpul de menținere la această temperatură de 2—4 min/mm ;

d. oțelurile aliate cu Ti se sudează numai cu o anumită energie specifică q/V ; încălzirea oțelului la o temperatură ce depășește pe cea corespunzătoare lui q/V optim, trebuie neapărat evitată ;

e. în cazul sudării în CO_2, conținutul în C al sîrmei de adaos să nu depășească 0,08% ;

f. valoarea optimă a conținutului în Ti la oțelul tip MTA este de 0,1—0,15%.

4. *M. Renaudie, Franța* : *Dispozitive folosite pentru mărirea productivității la tăiere cu flacăra.* Autorul face un istoric al tăierii cu flacără de gaz și prezintă diferite metode cunoscute pentru mărirea randamentului de tăiere cu flacăra oxiacetilenică.

5. *Ing. Ch. Petkoff, ing. P. Grozdanoff, ing. B. Sztanev, R.P.B.*: *Sudarea în capete a oţelurilor de construcţie pînă la grosimi de 20 mm. fără teşirea marginilor.* Se tratează sudarea tablelor de oţel moale şi slab aliat cu grosimi pînă la 20 mm, folosit la construcţia de vapoare. Se accentuează avantajele prelucrării tablelor şi dăltuirii rădăcinii cusăturilor prin metoda arc-aer (dăltuire cu arc electric şi aer comprimat).

6. *Ing. T. Sălăgean, ing. C, Boarnă. R.P.R.*: *Cercetări privind aptitudinea la sudare a generatoarelor de curent continuu şi a transformatoarelor de sudare.* În cadrul cercetărilor întreprinse în privinţa verificării aptitudinii pentru sudare a generatoarelor de curent continuu s-a aplicat metoda propusă de A. Carrer, verificînd cu ea două generatoare de fabricaţie romînă. De asemenea s-a luat în considerare şi criteriul propus de subcomisia a II/B a IIS, şi anume de a lua în considerare valorile minime care rezultă din variaţia curentului şi nu a puterii. Din încercările efectuate a reieşit că cele două criterii (Carrer şi comisia a II/B a IIS) dau, practic, aceleaşi valori.

În privinţa transformatoarelor de sudare s-a luat în considerare criteriul de apreciere dinamică propus în comisia a II a IIS, prin documentul II-245-62. S-a determinat expresia teoretică a acestui criteriu, rezultînd că el corespunde cunoştinţelor anterioare obţinute pe alte căi. În lucrare se arată că pentru a avea date comparabile, folosind criteriul propus, este necesar să se adopte un anumit tip de flux sau un anumit electrod. În caz contrar, un acelaşi transformator de sudare poate avea diverse valori ale criteriului de comportare dinamică, conform fluxului sau electrodului cu care se face sudarea.

7. *Ing. K. Zivkov, R.P.B.*: *Sudarea electrică în baie de zgură topită a furnalelor înalte.* Lucrarea se ocupă cu descrierea tehnologiei de sudare în baie de zgură, aplicată la îmbinările verticale ale unor furnale din R.P.B. S-a folosit un automat Kjellberg transformat corespunzător, fluxul sovietic AN-348A şi sîrma SV-08GA (materialul de bază a fost St3). Parametrii de sudare pentru tabla de 30 mm a fost: $I = 500$ A; $U = 40$ V; $d_{el} = 3$ mm; $v_{sudare} = 2$m/h; $v_{sîrmă} = 180$ m/h; lungime liberă a sîrmei = 50 mm; apă de răcire = 3 l/min; distanţa dintre table = 28 mm.

S-a studiat influenţa diferiţilor parametri asupra calităţilor sudurii.

S-au făcut analize chimice, probe mecanice (tracţiune, rezilienţă, duritate), macro şi microstructuri.

Din încercările efectuate a rezultat că s-au obţinut cusături de compoziţie corespunzătoare oţelului St3 şi cu proprietăţi mecanice bune. Autorul consideră că baia de zgură topită încălzeşte zonele din vecinătatea sudurii, astfel că se pot elimina tratamentele termice dinainte şi de după operaţia de sudare. Un alt avantaj al sudării sub strat de zgură topită constă în tensiunile interne relativ mici de-a lungul axei cusăturii.

8. *Ing. W. Motyka, R.P.P.*: *Dispozitiv universal pentru încărcarea prin sudare a suprafeţelor şi corpurilor de rotaţie.* În prima parte a lucrării se prezintă avantajele încărcării prin sudare, atît la fabricarea în serie a diferitelor organe de maşini supuse unor solicitări mari la uzură (unelte tăietoare, valţuri, roţi de rulare, brăzdare), cît şi la lucrările de reparaţie. De asemenea se scot în evidenţă avantajele folosirii unor automate la operaţia de sudare, în locul sudării manuale. Astfel, pe lîngă faptul că se obţin cusături de calitate superioară (structură mai omogenă, cantitate mai mică de incluziuni şi pori, posibilitate de aliere în arcul electric, economie de energie electrică), productivitatea muncii creşte de 7—10 ori. În timp ce la sudarea manuală se folosesc numai 25% din cantitatea de căldură dezvoltată, la sudarea automată sub strat de flux se folosesc 65% din cantitatea de căldură dezvoltată.

Autorul prezintă în continuare o instalaţie pentru încărcarea automată prin sudare a suprafeţelor şi a corpurilor de rotaţie, instalaţie care este de fapt un manipulator de piese.

Pentru ca piesele să se poată înclina în timpul sudării, s-a construit un dispozitiv acţionat de un motor electric asincron cu două turaţii. Vitezele care se pot realiza sînt 62°/min, respectiv 130°/min. Unghiul maxim de înclinare este de 120°. Pentru rotirea pieselor care se sudează se foloseşte un dispozitiv acţionat de un motor de curent continuu (grup Ward-Leonard). Viteza de rotaţie se poate regla în raportul 1:10 de la 0,1—1 rot/min.

Pe calea de rulare sînt montate două tractoare de sudură: A-384 şi AS7C-1200. Tractoarele de sudură au domenii de viteze de înaintare în care reglarea vitezei se poate face continuu între 0,09—1,35 m/min (5,4—81 m/h) şi 0,9—13,5 m/min. Motoarele de acţionare sînt de curent continuu, reglarea vitezei fiind asigurată de un grup Ward-Leonard. Operaţia de încărcare se poate face cu un electrod avînd diametrul de 2—5 mm, simultan cu trei electrozi sau cu bandă avînd lăţimea de 20—100 mm. Alimentarea arcului de sudare se poate face în curent continuu sau curent alternativ. Diametrul maxim al piesei care se încarcă prin sudare este de 1 100 mm, şi greutatea maximă este de 1 000 kg.

Universalitatea instalaţiei constă în aceea că în funcţie de necesităţile uzinei se pot folosi şi separat diferitele dispozitive, agregate.

9. *Ing. L. Molnar, R.P.U.*: *Tehnologia de sudare a oţelurilor rezistente la temperaturi înalte din termocentrale.* Autorul se ocupă de două tipuri de oţeluri, şi anume oţelurile *Cr-Mo-V* şi oţelurile cu 12% *Cr*.

a. Sudarea oţelurilor *Cr-Mo-V*. Folosirea acestor oţeluri cu limită de curgere ridicată este determinată de creşterea parametrilor temperatură şi presiune la construirea termocentralelor. S-au cercetat posibilităţile de sudare a unui oţel cu următoarea compoziţie chimică: 0,19 C; 0,31 Si; 0,72 Mn; 0,013 S; 0,020 P; 1,5 Cr; 0,91 Mo; 0,31 V. Proprietăţile mecanice măsurate la temperatura camerei după o normalizare de 980°C timp de 5 ore, urmată de o răcire în aer şi revenire la 720°C timp de 8 ore şi răcire în cuptor pînă la 200°C, apoi în aer, sînt:

$$\sigma_r = 84 \text{ kg/mm}^2;\ \sigma_c = 77 \text{ kg/mm}^2;\ \delta_5 = 16\%;\ \psi = 51\%;$$
$$A_k = 3{,}6—5{,}5 \text{ kgm/cm}^2.$$

Oţelul dat este călibil în aer. La sudarea acestor oţeluri este importantă o preîncălzire uniformă a pieselor.

Pentru determinarea temperaturii de preîncălzire s-a folosit relaţia dată de Séférian:

$$T_{pr} = 350 \sqrt{C_t - 0{,}25}, \quad °C,$$

în care $C_t = C_{ve} + C_{va}$,

unde:

C_{ve} este carbonul echivalent obţinut din analiza chimică ($360\ C_{ve} = 360\ C + 40/Mn + Cr/ + 20\ Ni + 28Mo$);

C_{va} — carbonul echivalent rezultat din grosimea materialului de sudat ($C_{va} = 0{,}05\ .a.\ C_{ve}$, a fiind grosimea materialului în mm).

Pentru oţelul studiat a rezultat $T_{pr} = 210$°C. Pentru a controla dacă preîncălzirea, respectiv viteza de răcire rezultată la sudare asigură formarea structurii dorite, s-au făcut măsurări de duritate în porţiunile încălzite peste A_{c3}. Dacă valorile obţinute nu corespund cerinţelor, se poate modifica temperatura de preîncălzire.

Deoarece structura obţinută după sudare are constituenţi cu duritate relativ mare şi tensiuni interne, este important tratamentul termic ulterior. El poate consta în detensionare în jur de 600°C, revenire la 650—700°C şi normalizare la o temperatură cu 20—30°C peste A_{c3}. Tratamentul termic cel mai potrivit s-a dovedit a fi revenirea, cu timpul de revenire de 2 min/mm, dar nu mai puţin decît 1/2 oră încălzire şi răcire în aer. În cazul sudării conductelor, zona care este supusă tratamentului termic trebuie să fie de 6 ori grosimea peretelui de conductă şi cel puţin de 50 mm de o parte şi de alta a cusăturii. Sudările s-au făcut cu electrod EBCRMO2 cu înveliş bazic. Compoziţia metalului cusăturii a fost: 0,12 C; 2,3 Cr; 1 Mo; 0,2 V. În lucrare sînt date şi rezultatele încercărilor mecanice.

b. Sudarea oţelurilor termorezistente cu 12% Cr. Compoziţia chimică a oţelului studiat a fost: 0,23 C; 0,28 Si; 0,39 Mn; 11,4 Cr; 0,92 Mo; 0,85 W; 0,48 V; 0,039 P; 0,004 S; 0,56 Ni. Oţelul se căleşte în aer, deci trebuie preîncălzit la 400—440°C.

După sudare, îmbinarea se răcește numai pînă la 130—150°C (puțin deasupra temperaturii de transformare martensitică, *Mf*), se menține circa două ore la această temperatură, apoi, fără a o mai răci în continuare, se încălzește la 730 — 750°C, se menține la această temperatură 5 ore și se răcește în aer.

În cazul tablelor subțiri se pot admite și temperaturi de preîncălzire mai mici. Astfel :

— pînă la 15 mm grosime, $\vartheta = 200-250°C$;
— pînă la 20 mm grosime, $\vartheta = 300-350°C$;
— pînă la 25 mm grosime, $\vartheta = 370-400°C$.

Aceasta exclude însă cazurile cînd îmbinarea face parte dintr-o construcție rigidă, cînd sînt inevitabile tensiunile interne. În asemenea cazuri, $\vartheta_{pr} = 400°C$. Încercările de sudare s-au efectuat cu trei tipuri de electrozi. Compoziția chimică a cusăturilor astfel obținute, cum și proprietățile lor mecanice, sînt indicate în lucrare (pentru o tehnologie de sudare dată).

10. *Ing. O. Centea, ing. M. Hrelescu, R.P.R.* : *Cercetări privind sudarea semiautomată în CO_2.* În lucrare sînt prezentate cercetările efectuate de Centrul de cercetări tehnice Timișoara al Academiei R.P.R. în colaborare cu Ministerul Metalurgiei și al Construcțiilor de Mașini, în scopul realizării unei instalații pentru sudarea semiautomată în CO_2. Se dau schemele de principiu și caracteristicile instalației, precizîndu-se importanța unei surse de curent pentru sudare cu caracteristică rigidă. Pentru aceasta s-a folosit generatorul de sudare GES-500 pentru sudarea manuală cu electrozi înveliți și domeniu de reglare a curentului pînă la 500 A. Generatorul era prevăzut cu excitație derivație și excitație serie, care îi asigurau o caracteristică căzătoare. Pentru a obține din acest generator unul cu caracteristică rigidă, excitația derivație s-a transformat într-una exterioară, iar cea serie antagonistă în serie directă.

Rolele de antrenare a sîrmei de sudură sînt acționate de un motor de curent continuu cu excitație derivație ($P = 120$ W).

Cu instalația de sudare realizată s-au făcut suduri pe table de 6 ; 10 și 12 mm grosime (0,22% C și 0,6% Mn) cu sîrmă de sudură S1OMS (0,10%C, 1,3% Mn, 1% Si) în CO_2 de puritate 99,5%. S-au determinat parametrii optimi de sudare pentru tablele menționate. Coeficientul de topire a fost de 17—20 g/Ah, față de 8—10 g/Ah la sudarea manuală cu electrozi înveliți.

Instalația realizată se folosește în industria construcției de vapoare și mașini agricole.

11. *Ing. R. Probst, R.D.G.* : *Fenomene de stropire care apar la sudarea în CO_2.* Lucrarea se ocupă cu cercetarea influenței parametrilor de sudare, a compoziției chimice a materialului de bază și a sîrmei de adaos asupra pierderilor prin stropire. Scopul a fost ca în acest fel să se determine contribuția reacțiilor metalurgice provocate de stropire, la pierderile de elemente de aliere care intervin în arcul de sudare. Prin filmarea arcului electric s-a observat că pierderile prin stropire au loc atunci cînd picăturile trec de la sîrmă la metalul de bază.

Pierderile acestea au fost determinate cu două metode : a. captarea într-un dispozitiv a metalului stropit ; b. metoda obișnuită de cîntăriri.

În ceea ce privește parametrii de sudare s-a observat că atît curentul de sudare, cît și viteza de sudare, nu au o influență deosebită asupra fenomenului de stropire. În schimb, fenomenul se intensifică o dată cu creșterea tensiunii arcului (crește astfel lungimea arcului).

În afara parametrilor de sudare un rol important îl are compoziția chimică a metalului de bază și a sîrmei de adaos (este vorba în primul rînd de elementele de dezoxidare). Creșterea conținutului în C al sîrmei provoacă creșterea pierderilor prin stropire. S-a observat că Si împiedică mai mult stropirea decît Mn, în schimb Al favorizează fenomenul de stropire. Tendința cea mai mică spre stropire se manifestă la folosirea sîrmelor cu Ti și Al.

S-a studiat în continuare influența incluziunilor nemetalice din metalul de bază și sîrma de adaos asupra pierderilor prin stropire, cum și compoziția chimică a metalului depus și a metalului stropit la topirea diferitelor sîrme de adaos.

12. *Ing. W. Raidt, R.D.G.* : *Exemple de aplicare largă în R.D.G. a sudării în CO_2.* În R.D.G., sudarea în CO_2 a fost începută în anul 1957 ; față de anul 1960, cînd au funcționat circa 200 de instalații de sudare în CO_2, azi sînt în exploatare circa 1 800 asemenea instalații. Paralel cu munca de executare și dare în folosință a instalațiilor se face și calificarea sudorilor pentru această metodă de sudare. Astfel pînă în prezent au fost autorizați circa 1 000 de sudori și 70 de instructori.

În lucrare se prezintă cîteva exemple de aplicare largă a sudării în CO_2 și tehnologiile de sudare respective.

Se arată, de asemenea, că sudarea în CO_2 se aplică și la încărcarea bandajelor de tramvaie, respectiv a șinelor uzate din liniile de tramvaie.

Sîrmele folosite pentru încărcarea prin sudare în CO_2 au fost : 20 MnCrNi7 și 30MnCrTi5. În cazul șinelor de tramvaie, economia de timp realizată față de sudarea manuală a fost de 35—40%.

În prezent, în R.D.G. se consideră încheiată dezvoltarea sudării semiautomate în CO_2. Instalațiile au atins un anumit grad de dezvoltare cu care se poate trece la fabricarea lor în serie. Atenția se îndreaptă acum la introducerea metodei în domeniile tehnicii automatizate și mecanizate. Ea s-a dovedit a fi deosebit de avantajoasă la fabricarea pieselor mici.

13. *B. Megyeri, R.P.U.* : *Aplicarea sudării în CO_2 la diferite construcții metalice din oțel și eficiența economică a procedeului.* În prima parte a lucrării se descriu caracteristicile, respectiv avantajele, metodei de sudare în CO_2, iar în partea a doua se determină eficiența economică a aplicării procedeului. S-a determinat în acest scop coeficientul de topire la sudarea cu electrozi înveliți și în CO_2 pentru diferite diametre de sîrmă, în funcție de intensitatea curentului de sudare. S-au făcut calcule economice pentru cîteva piese caracteristice sudate cu electrozi înveliți, respectiv în CO_2. Din rezultatele obținute s-a tras concluzia că domeniile de aplicare a sudării în CO_2 trebuie alese cu grijă, dacă se urmărește obținerea unei scăderi a prețului de cost. Se prezintă în continuare tehnologia de sudare în CO_2 a unor construcții sudate.

În concluzie se consideră necesară răspîndirea în R.P.U. a sudării în CO_2 ; se impune însă totodată dezvoltarea urgentă a fabricării sîrmei necesare, pentru a se putea elimina importarea ei la prețuri ridicate.

14. *Ing. G. Herden, R.D.G.* : *Puncte de vedere tehnologice la aplicarea sudării cu arc acoperit, în CO_2 și prin rezistență.* Autorul face o trecere în revistă a diferitelor procedee de sudare, a caracteristicilor acestora, respectiv a proporțiilor în care fiecare procedeu amintit este aplicat în lucrările de sudare din R.D.G. S-a făcut, de asemenea, un studiu (calcul) privind încărcarea (%) a instalațiilor de sudare din diferite ramuri de industrie. Cu un bogat material grafic, autorul a prezentat diferite instalații de sudare, respectiv dispozitive folosite în industria de nave, de vagoane și de construcții metalice din oțel.

În încheiere, se prezintă principiul codificării (index) sudurilor. Cifrele caracteristice țin seamă de : cantitatea de lucrări de sudare executate mecanic ; folosirea materialului de adaos ; randamentul de sudare la unele metode de sudare aplicate în diferite ramuri industriale, gradul de folosire a instalațiilor de sudare ; formarea (alcătuirea) salariului.

Cifrele index se folosesc la proiectări, execuție și calcule economice.

15. *Dr. K. Kurutz, R.P.U* : *Instalație indigenă de sudat în CO_2 cu arc electric de sudare scurt.* Se arată că cerințele tehnologice care intervin la sudarea tablelor subțiri impun insta-

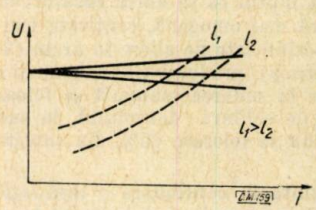


Fig. 1

lații speciale. Se menționează, de asemenea, că este cunoscut faptul că în timpul sudării, datorită trecerii picăturilor de metal topit, lungimea arcului electric variază. La sudarea în CO_2, picăturile sînt foarte fine. În sudarea cu arc scurt este necesar ca variațiile mici care rezultă în lungimea arcului să

aibă ca urmare variații importante ale curentului de sudare. Această condiție este foarte bine îndeplinită de sursele de curent cu caracteristici rigide (fig. 1). Care dintre cele trei surse corespunzătoare curbelor arătate este cea mai bună, depinde de comportarea dinamică a sursei, comportare deosebit

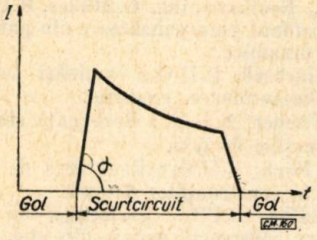


Fig. 2

de importantă la sudarea cu arc scurt cînd scurtcircuitele trebuie rapid întrerupte prin creșterea corespunzătoare a curentului pentru topirea electrodului (de observat că intensitățile prea mari de curent pot duce la arderea tablei). În figura 2 este reprezentat un ciclu mers în gol — scurtcircuit — mers în gol al curentului de sudare. Comportarea dinamică este apreciată după valoarea tg α, care, după autor, trebuie să fie cuprinsă între valorile 50 și 80 kA/s. Dacă se obțin valori mai mari, este oportun să se lege o bobină în serie cu arcul. Sursele de curent cu caracteristicile indicate pot fi statice (redresoare) sau mașini rotative cu excitație mixtă și reglare din exterior a curentului de sudare. În continuare, autorul prezintă o instalație de sudare realizată în R.P.U. (cu redresor alimentat de la un transformator trifazat $\curlywedge/\Delta$). Curentul de sudare poate fi variat între 50 și 200 A, tensiunea între 30 și 22 V; greutatea totală este de 180 kg.

Instalația va putea fi îmbunătățită prin înlocuirea plăcilor de seleniu cu diode de germaniu sau siliciu, introducerea reglării continue a tensiunii prin folosirea unui transformator toroidal, automatizarea în continuare a reglărilor de la pistolul de sudare etc.

Reglarea arcului la lungime constantă se poate face prin autoreglare (caracteristica sursei asigură acest lucru) sau prin reglare din exterior (motorul pentru avansul sîrmei este alimentat de la tensiunea arcului). Din experiențele dobîndite pe plan mondial s-a dovedit mult mai sigură reglarea din exterior (din cauza mișcărilor mîinii sudorului, a neregularităților suprafeței tablelor, a vitezei neuniforme de derulare a sîrmei, tensiunea de alimentare variază). La instalația realizată se pot aplica ambele metode de reglare.

Autorul prezintă și diferitele rezolvări constructive ale pistolului de sudare (conducerea curentului electric, răcirea etc.).

16. *Dr. ing. S. Klosowsky, R.P.P.*: *Coeficientul de topire a electrozilor.* În practică, coeficientul de topire a electrozilor prezintă importanță pentru a realiza topirea unei cantități cît mai mari de material de adaos în timp minim și cu cantitate de energie electrică consumată minimă. De cele mai multe ori coeficientul de topire se raportează la puterea electrică (U.I.) sau la lungimea electrodului.

În cercetările întreprinse s-au luat în considerare următorii parametri: intensitatea curentului de sudare (10—500 A, după tipul și diametrul electrodului), tipul curentului de sudare (continuu sau alternativ), polaritatea curentului continuu independent de recomandarea fabricantului de electrozi, variația lungimii arcului de sudare, diametrul electrodului (2—6 mm), viteza de sudare, felul topirii (cu grăunți fini sau mari), tipul sursei de curent, poziția de sudare, materialul de bază.

S-au determinat relații de tipul:

$$M = nI^x \text{ , g/s,}$$

dîndu-se valorile lui n și x pentru diferite tipuri de electrozi, respectiv polarități de curent (c.a., c.c. + c.c.$^-$).

Din rezultatele obținute, autorul a tras următoarele concluzii:

— învelișul electrodului are o influență deosebită asupra coeficientului de topire, diferența dintre diferitele tipuri de electrozi putînd ajunge la 50%;

— învelișul, consumînd o parte din energie, micșorează coeficientul de topire;

— în cazul sudării în curent continuu, la polaritate (—) la electrod, coeficientul de topire este mult mai mare decît dacă se leagă polul (+) la electrod; diferențele observate au atins chiar 58% de aceea, totdeauna, cînd este posibil, să se sudeze cu electrodul la polul (—);

— în funcție de sursa de curent folosită pot apărea diferențe pînă la 19%;

— în cazul sudării în curent alternativ, coeficientul de topire este cuprins între valorile obținute pentru polaritatea directă și inversă, depinzînd de tipul transformatorului;

— materialul de bază (în cazul oțelurilor), viteza de sudare, poziția de sudare și variația lungimii arcului nu influențează coeficientul de topire;

— în majoritatea cazurilor, coeficientul de topire este o funcție liniară a curentului de sudare și, în unele cazuri, o funcție exponențială, deci nu este potrivită exprimarea lui în funcție de produsul UI;

— la creșterea diametrului electrodului, la $I = ct.$, crește cantitatea de metal topit;

— deoarece în timpul sudării electrodul se încălzește, la sfîrșitul sudării cu un electrod coeficientul de topire crește; de asemenea, el este mai mare la electrozii cu rezistență electrică mai mare.

17. *Ing. J. Hillár, R.P.P.*: *Probleme legate de proiectarea secțiilor de sudură în uzine.* Se menționează importanța proiectării raționale a secțiilor de sudură, ținînd seamă de: procesul tehnologic de lucru, încărcarea diferitelor locuri de muncă, eficiența economică a diferitelor procedee etc.

Se dau unele cifre comparative privind cheltuielile unei secții de sudură în cazul sudării manuale și automate.

18. *Ing. G. Kálmán, R.P.U.*: *Aplicarea sudării în atmosfera de gaz protector la fabricarea în serie a corpurilor de ventile.* Autorul arată posibilitatea înlocuirii suprafețelor de închidere (etanșare) a ventilelor, montate prin înșurubare, cu o sudură de încărcare. Pentru stabilirea tehnologiei de sudare s-a făcut alegerea procedeului de sudare, analiza metalului din care se fac supapele, analiza gazului care se va folosi la sudare și s-a proiectat instalația necesară pentru sudarea automată. Pentru depunere s-au făcut încercări cu două oțeluri: unul cu 18% Cr, 8% Ni, 6% Mn (austenitic) și unul cu 13% Cr (martensitic). Ca procedeu de sudare s-a ales cel în CO_2 (întîi, pentru cercetări s-au făcut depuneri cu sudare manuală).

S-a proiectat atît pistoletul pentru sudare, cît și dispozitivul de prindere, respectiv montare. Pistoletul se poate aplica atît la sudarea semiautomată, cît și la cea automată; este prevăzut cu răcire cu apă.

Secția B. Călire cu flacără

1. Ing. F. Magyary, R.P.U.: Dezvoltarea călirii cu flacără, în R.P.U.

2. Dr. H. W. Grönegress, R.F.G.: Influența formei piesei la călirea cu flacără și prin inducție.

3. Ing. L. Fekete și ing. R. Neményi, R.P.U.; Călirea cu flacără și prin inducție a arborilor cotiți.

4. Ing. F. Mester, R.P.U.: Cerințele tehnice și calitative care se impun aliajelor de oțel și fier călibile cu flacără, respectiv influența călirii cu flacără asupra limitei la oboseală a oțelurilor.

5. Dr. ing. R. Pribyl, Austria: Situația călirii cu flacără a arborilor.

6. Dr. Seifert, ing. J. Marinka, R.D.G.: Călirea cu flacără și prin inducție a suprafețelor de alunecare din oțel turnat, la mașinile-unelte.

7. Ing. L. Fekete, R.P.U.: Măsurarea temperaturii la călirea cu flacără.

8. Ing. E. Wateff, R.P.B.: Călirea cu flacără și prin inducție a pieselor de ghidare la mașinile-unelte.

9. Ing. I. Kádár, R.P.U.: Alimentarea centralizată cu gaz a arzătoarelor.

10. Ing. B. Tóth, R.P.U.: Tehnica securității la alimentarea cu gaz a instalațiilor de sudare, tăiere și călire cu flacără.

11. Dr. H. W. Grönegress, R.F.G.: Călirea cu flacăra azi, studiată pe exemple alese din industria de autovehicule.

12. Ing. E. Györffy, ing. R. Nemény, R.P.U. : Călirea cu flacăra a roților de rulare la macarale.

13. J. B. Caroll, Anglia : Comparație între piesele cementate, nitrurate, călite cu flacără și prin inducție.

14. Ing. K. Pogóreczky, R.P.P. : Călirea cu flacăra a arborilor mari.

15. Ing. A. Strachota, R.S.C. : Călirea cu flacăra a roților dințate în R.S.C.

Secția C. Construcții — proiectare

1. Ing. H. Gerbeaux, Franța : Observații asupra influenței concepției generale la construcțiile sudate.

2. Dr. ing. H. Erhard, R.D.G. : Formarea constructivă a elementelor sudate din oțel.

3. Ing. R. Müller, R.D.G. : Dimensionarea îmbinărilor sudate, realizate prin cusături în capete și de colț.

4. Ing. J. Farkas, R.P.U. : Încărcabilitatea stîlpilor și grinzilor I, sudate cu cusături de colț.

5. Ing. L. Kiss, R.P.U. : Cercetarea influenței acțiunii combinate a deformației și a variației de temperatură produse la sudare, în funcție de timpul de sudare.

6. Ing. J. Cselény, R.P.U. : Cîteva probleme legate de dimensionarea unor construcții sudate supuse la îndoire și forfecare.

7. Dr. ing. A. Neumann, ing. G. Müller, R.D.G. : Construcții cu îmbinări sudate, corespunzătoare din punctul de vedere al solicitărilor dinamice.

8. Ing. H. Haensch, R.D.G. : Imbinări sudate la poduri — rezistență, dimensionare, execuție.

9. Ing. W. Baeder, R.D.G. : Rezistența statică și la oboseală în construcțiile de țevi.

10. Ing. M. Kech, R.D.G. : Rezistența de durată în normele de calcul al construcțiilor de oțel.

11. Dr. I. Gállik, R.P.U. : Prescripții noi în propunerile de norme pentru construcții sudate din oțel.

12. Ing. E. Darvas, R.P.U. : Dezvoltarea metodelor de dimensionare a construcțiilor sudate de poduri de cale ferată și macarale.

Cronică

Cea de-a VIII-a sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic — București

Între 22 și 23 februarie 1964 a avut loc cea de-a VIII-a sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic — București.

Cele peste 250 de comunicări susținute au fost grupate în 17 secții : Științe sociale ; Procedee și aparate — Materiale de construcții ; Tehnologia organică — Combustibili — Tehnologia anorganică ; Electrochimie, chimie fizică, chimie generală ; Matematică ; Fizică ; Electrotehnică — Energetică ; Mașini și aparate electrice — Măsuri electrice ; Automatizări ; Hidraulică — Mașini hidraulice ; Mecanica — Rezistența materialelor — Mecanisme ; Mașini-unelte și scule — Tehnologia metalelor — Organe de mașini — Mașini de lucru ; Termo-tehnică — Mașini termice ; Metalurgie ; Electronică și radiocomunicații ; Telefonie — telegrafie — semnalizări, centralizări, centralizări feroviare ; Transporturi.

În cadrul ședinței de deschidere, prof. ing. *C. Dinculescu*, membru corespondent al Academiei R.P.R., rectorul Institutului, a ținut un cuvînt de deschidere după care conf. *I. Grădișteanu*, candidat în științe economice, a dezvoltat comunicarea despre „Nivelul productivității muncii din industria R.P.R. în comparație cu nivelul din alte țări".

Comunicările din secții s-au remarcat printr-un înalt nivel științific și printr-o strînsă legătură cu cele mai actuale și importante probleme ale economiei naționale.

Astfel, din secția de procedee și aparate s-au impus atenței comunicările : „Metoda pentru studiul stratului fluidizat", elaborată de prof. dr. *Em. Bratu*, membru corespondent al Academiei R.P.R., *Gh. Năstase* și *A. Enescu* ; „Utilizarea mașinii de extrudere ca reometru" de conf. *M. Renert* și *R. Marcu* de la Fabrica de materiale plastice — București și altele. Dintre comunicările secției de electrotehnică și energetică sînt de reținut : „Aproximații în teoria curenților induși în șarja cuptoarelor de inducție fără fier", de acad. prof. ing. *Remus Răduleț* ; „Considerații asupra coordonării izolației instalațiilor eletroenergetice de înaltă tensiune", de prof. ing. *C. Dinculescu*, membru corespondent al Academiei R.P.R., conf. *G. Drăgan*, candidat în științe tehnice și ing. *I. Adămuț* etc. Dintre cele 12 comunicări ale secției de automatizări, s-au remarcat îndeosebi „Convertor analog numeric", de prof. ing. *C. Penescu*, membru corespondent al Academiei R.P.R. și ing. *P. Dimo* ; „Optimizarea complexă a funcționării marilor sisteme energetice interconectate", de prof. ing. *C. Penescu*, membru corespondent al Academiei R.P.R. În cadrul secției de hidraulică și mașini hidraulice s-au impus lucrările „Studiul teoretic și experimental al mișcării laminare a lichidelor într-un canal dreptunghiular", de acad. prof. dr. ing. *D. Dumitrescu* și conf. ing. *M. Cazacu*, candidat în științe tehnice ; „Studiul caracteristicilor profilelor aerodinamice în regim supersonic-hipersonic, luînd în considerație pierderile de sarcină prin undele de șoc", de acad. prof. dr. ing. *Elie Carafoli* și ing. *C. Berbente*.

În cadrul secției de mecanică — rezistență — mecanisme, s-au dezvoltat multe comunicări valoroase dintre care sînt de reținut : „Contribuții la studiul cinematic al mecanismelor plane prin metoda ciclurilor independente", de prof. dr. ing. *R. Voinea*, membru corespondent al Academiei R.P.R. și ing. M. Atanasiu ; „Grinda continuă cu reazeme elastice supusă la variații de temperatură", de prof. emerit ing. *C. C. Teodorescu* și ing. *Gh. Rusiu* ; „Asupra deformațiilor barelor cu pereți subțiri profil închis" de conf. ing. *A. Petre* ; „Analogia electrică în cinematica mecanismelor plane pe baza variabilelor complexe", de ing. *Cr. Pelecudi* ; „Mecanisme pentru construirea de elipse cu viteze tangențiale constante" de prof. ing. *N. Manolescu* și ing. *P. Antonescu* ; „Unele nomograme privitoare la protecția mașinilor împotriva vibrațiilor", de conf. ing. *A. Stan* ; „Calculul discurilor de grosime variabilă neuniform încălzite, în mișcare de rotație, prin metoda celor trei necunoscute", de conf. *M. Blumenfeld*.

În secția de mașini-unelte și scule — tehnologia metalelor — organe de mașini — mașini de lucru, s-au prezentat lucrări valoroase, printre care : „Aspecte ale comportării poliamidei indigene ca bucșe pentru lagăre de alunecare", de prof. dr. ing. *Gh. Manea*, membru corespondent al Academiei R.P.R., ing. *M. Mustafa*, ing. *D. Tudor* și ing. *Gh. Vasilca* ; „Elaborarea unei tehnologii cu caracter universal pentru prelucrarea angrenajelor globoidale" și „Prelucrarea productivă a filetului melcilor globoidali pe strung universal" de prof. ing. *C. Popovici* și ing. *Fl. Drăgănescu* ; „Contribuții la studiul mecanismelor sferice pentru acționarea aparatelor de tăiere la mașinile de recoltat" de prof. ing. *D. Tutunaru* și conf. ing. *M. Segărceanu*, candidat în științe tehnice ; „Metodă generalizată de profilare a sculelor și contribuții la calculul frezelor frontale cu cuțite", de conf. ing. *Z. Duca* ; „Studiul caracteristicilor funcționale ale frînelor pentru mașini de ridicat, fabricate în R.P.R", de conf. ing. *H. Segal* și ing. *Gr. Sîrbu* ; „Dispozitiv pentru măsurarea rigidității

statice totale a strungurilor prin încărcarea simultană după cele trei direcţii ale componentelor P_x, P_y şi P_z" şi „Determinări practice privind rigiditatea statică a strungurilor de fabricaţie românească", de ing. *Al. Rădulescu*, candidat în ştiinţe tehnice şi ing. C. *Micu*; „ Asupra lubrificaţiei cu gaze în regim turbulent", de ing. *V. Constantinescu*; „Cu privire la determinarea numărului de dinţi ai roţilor dinţate din cutiile de viteze ale maşinilor-unelte", de ing. *Gh. Biber*; „Metodă şi dispozitiv pentru controlul geometriei burghielor elicoidale", de ing. *E. Ştefănuţă*, candidat în ştiinţe tehnice şi ing. *A. Oprean*; „Aparat pentru determinarea rapidă a uzurii cuţitelor direct pe strung", de ing. *M. Aelenei*; „Contribuţii la calculul deformaţiilor la încovoiere a dinţilor cu profil de evolventă", de ing. *N. Boicu*.

Din lucrările susţinute în cadrul secţiei de termotehnică şi maşini termice, menţionăm: „O ecuaţie a propagării flăcării turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie" şi „Influenţa zonei de ardere din flacăra turbulentă asupra procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie", de ing. *B. Grünwald*; "Coeficient de umplere suplimentară a cilindrului motorului rapid cu ardere internă prin comprimarea în timpul admisiunii a gazelor reziduale", de conf. dr. ing. *A. Stambuleanu*; „Contribuţii la studiul legii de ardere în motoarele cu aprindere prin comprimare, cu cameră de precombustie", de conf. ing. *Al. Dănescu*, candidat în ştiinţe tehnice; „Folosirea turbinelor cu gaze în tracţiunea feroviară din R.P.R.", de conf. *T. Grecu* şi ing. *A. Aschendorf*; „Asupra proceselor fizico-chimice din perioada de întîrziere la autoaprindere", de ing. *M. Năslase*, candidat în ştiinţe tehnice; „Contribuţii la studiul formării amestecului în motoarele cu aprindere prin comprimare şi injecţie directă" şi „Asupra problemei corectării caracteristicilor motoarelor cu aprindere prin comprimare", de prof. ing. *C. Aramă*, membru corespondent al Academiei R.P.R., prof. ing. *G. Bărănescu*, membru corespondent al Academiei R.P.R., ing. *Dudaş*, ing. *N. Apostolescu*, ing. *Gh. Zătreanu*, ing. *A. Manolescu* şi ing. *Gh. Cazan*.

Recenzii

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Academia R.P.R. Institutul de mecanică aplicată, nr. 6, 1963.

Structuri statice la care apar simultan *n* articulaţii plastice, de M. Hangan.

Se studiază structurile statice la care, sub diferite diagrame de încărcări, aceleaşi articulaţii plastice pot apărea simultan.

O concepţie nouă în calculul plastic al structurilor de beton armat, de V. Petcu.

Autorul prezintă principiul care duce la obţinerea soluţiei optime a momentelor plastice în cazul structurilor de beton armat alcătuite din bare.

Calculul plăcilor circulare elastice subţiri în teoria fără ipoteza Love-Kirchhoff, de V. Manea.

Folosind lucrările sale anterioare, autorul dă soluţia concretă pentru placa circulară, placa infinită cu gaură circulară şi coroană circulară.

Asupra comportării rocilor străbătute de tunelul de aducţiune al hidrocentralei „V.I.Lenin" de la Bicaz, de M. Vasilescu şi Gh. Luca.

În lucrare se dezvoltă noile concluzii asupra conlucrării cămăşuelii cu roca în cazul unui important tunel de aducţiune sub presiune, excavat în marne, în zona flişului Carpaţilor Răsăriteni.

Efecte aeroelastice asupra eficacităţii aripioarelor, ţinînd seamă de influenţa restrîngerilor de fixare, de A. Petre şi Gr. Stănescu.

Acceptînd aripioarele în ipoteza de bară cu pereţi subţiri, autorii determină relaţia dintre viteza de rotaţie a avionului în jurul axei longitudinale şi bracajul aripioarelor, pentru o mişcare de regim.

Analogie electrică în cinematica mecanismelor plane, de Chr. Pelecudi.

Se elaborează o sistematizare a lanţurilor cinematice adecvată scrierii ecuaţiilor complexe, relativ la conturele independente, cum şi metodele şi schemele calculului analogic.

Mecanisme matematice rezultate din mecanismul lui Isaac Newton, de D. Tutunaru şi Elena Murgulescu.

În lucrare se elaborează, prin transformări structurale convenabile efectuate asupra cisoidografului lui Newton, o serie de mecanisme noi cu aplicaţii în calculele grafice, în diverse operaţii matematice şi în sinteza mecanismelor plane. Printre mecanismele astfel formate sînt: mecanism pentru rezolvarea cunoscutei probleme a dublării cubului, parabolografe, hiperbolografe, cisoidografe, strofoidografe.

Contribuţii la metoda proiecţiilor folosită în cinematica mecanismelor plane, de Chr. Pelecudi şi C. Paraschiv.

Autorii prezintă extinderea metodei proiecţiilor la studiul cinematic al grupelor complexe cu şase elemente, avînd unul sau două conture deformabile.

Determinarea aproximativă a distribuţiei presiunilor în lagărele lubrificate cu gaze, în regim turbulent, de V. N. Constantinescu.

Autorul elaborează o metodă generală aproximativă simplă pentru determinarea caracteristicilor de funcţionare a lagărelor lubrificate cu gaze în regim turbulent, în funcţie de caracteristicile de funcţionare din regimul laminar corespunzător.

Unele aspecte ale influenţei tipului de structură asupra comportării la alunecare şi uzură la două aliaje de aluminiu, de Gh. Vasilca, Al. Nica, O. Biţă şi I. Dincă.

În lucrare se analizează, din punctul de vedere al structurii, comportarea la alunecare şi uzură a aliajului de aluminiu Al-Sb, cu tipul de structură cu incluziuni dure de Al-Sb şi aliajul Al-Sn cu incluziuni moi de Sn. Autorii pun în evidenţă legătura dintre fazele principale ale structurii şi proprietăţile la alunecare şi uzură ale aliajelor studiate, cum şi confirmarea acestei legături care rezultă din studiul fizicii suprafeţelor active.

Jeturi plane compresibile mărginite de pînze de jet subţiri, de C.S.Ioan.

Se studiază influenţa compresibilităţii asupra jeturilor plane mărginite de pînze de jet subţiri, avînd în vedere discontinuitatea de viteze din lungul suprafeţei de separaţie.

Asupra problemei urcării în timp minim a rachetelor, de Al. Marinescu.

Autorul studiază problema urcării în timp minim a unei rachete cu un singur etaj, elaborînd în primă aproximaţie, prin folosirea metodelor calculului variaţional, legile de variaţie a mărimilor care fac minimă funcţionala timpului de urcare.

Aspecte privind proprietăţile de antiuzură ale unor aditivi de extremă presiune, la temperaturi ridicate, de D. Pavelescu, I. Iliuc şi Sanda Barbul.

Autorii prezintă rezultatele obţinute cu unele uleiuri şi aditivi romîneşti, de extremă presiune, la temperaturi între 100 şi 150°C.

Amplificator de curent continuu cu 6 canale pentru măsurări tensometrice, de I. Jakab, A. Zaharescu şi I. Rugină.

Se descrie un amplificator de curent continuu care permite folosirea tensometrelor care nu au ieşire în putere la măsurări dinamice cu înregistrare pe oscilograf cu bucle.

Traductor pentru măsurarea forţelor, de M. P.Popov, E.D.Deciu şi I. Mitrică.

Se prezintă un traductor pentru măsurarea forţelor care utilizează mărci tensometrice rezistive aplicate pe plăci elastice.

Écrits sur l'atome (Scrieri asupra atomului). Paris, Ed. Seghers, 1963.

În această carte, de 190 pagini, s-au cules, într-o formă atrăgătoare, unele din principalele scrieri asupra atomului, de la apariția noțiunii atomului în antichitate și pînă în zilele noastre.

Sub titlul „Antichitatea și nașterea atomului", se prezintă scurte extrase din operele lui Leucip (sec. VI—V î.e.n.), considerat drept „fondatorul teoriei atomice", ale lui Democrit (n. 460 î.e.n.), Anaxagora (500 — 480 î.e.n.), Epicur (342—270 î.e.n.) și ale poetului roman Lucrețiu (99—55 î.e.n.), autorul poemului "De rerum natura". Unele pasaje din această operă stîrnesc și astăzi admirația: „Trebuie să observi foarte atent acele corpuri care se-nghesuie în dezordine într-o rază de soare, a căror agitație trădează agitațiile asemănătoare și luptele invizibile ale materiei. Fiindcă se observă cum schimbă de mii de ori direcția, lovite de izbituri imperceptibile care le aruncă înapoi, le împinge la dreapta, le gonește la stînga, în toate părțile, în toate sensurile; or, aceste abateri, aceste mii de modificări ale sensului de mișcare provin din ciocnirile atomilor".

În a doua parte a lucrării, „Aventurile atomului. Din secolul X în secolul XIX", sînt adunate texte din lucrările lui M. Psellos (sec. XI) din Bizanț, Giordano Bruno (1550—1600), R. Descartes (1596—1650) care afirma că „nu pot exista nici un fel de atomi sau corpuri mici indivizibile", E. Pavillon (1632—1705), G.W. Leibnitz (1646—1716), Voltaire (1694—1778) și E. Kant (1724—1804).

Partea a treia a lucrării, sub titlul „Știință și atomism", cuprinde texte din operele lui A.M. Ampère (1775—1836), Avogadro (1776—1856), D.I. Mendeleev (1834—1907) din celebrele sale lucrări despre concepția atomică a materiei, ipoteza moleculară și similitudinea elementelor și legea periodică, și G. Urbain (1872—1938).

În ultima parte a lucrării „Descoperirea atomului" sînt grupate extrase reprezentative din operele lui Jean Perrin (1870—1940), Niels Bohr (1885—1962) despre teoria nucleară a atomului, Iréne Jolliot-Curie (1897—1956) despre nucleele atomice și radioactivitatea, Frederic Joliot-Curie (1900—1958), despre „apocalipsul" atomului și Louis de Broglie (n. 1892) despre structura atomilor și energia atomică.

Gh. Mihoc și V. Urseanu. **Matematici aplicate în statistică.** București, Editura Academiei R.P.R., 1963, 732 pag.

Lucrarea este alcătuită din șase părți.

Partea întîi a lucrării „Calculul probabilităților" dezvoltă în opt capitole fundamentarea axiomatică a lui Kolmogorov a teoriei probabilităților, schemele și legile clasice de probabilitate, valorile medii și momentele, funcția de repartiție și funcția caracteristică, legea numerilor mari. Se dau exemple numerice.

A doua parte a lucrării, „Elemente de analiză a distribuțiilor statistice", cuprinde trei capitole în care se prezintă distribuțiile statistice cu o singură sau cu mai multe caracteristici, funcțiile experimentale, mărimile medii folosite în practica statisticii, condiționarea variabilelor statistice și analiza legăturii statistice prin corelație și regresiune; în încheiere se prezintă exemple numerice.

Cele trei capitole ale părții a treia a tratatului „Analiza seriilor în timp (dinamice)", cuprind problemele generale ale elaborării și analizei seriilor dinamice (reprezentarea lor dinamică), despre ajustarea și interpolarea seriilor dinamice și metode de calcul ale ritmului mediu de dezvoltare (metodele mediei geometrice, mediei parabolice, tendinței exponențiale, Froda).

Partea a patra, „Metoda indicilor", dezvoltă în patru capitole analiza indidilor de măsurare a schimbărilor intervenite în timp sau de compararea în spațiu a fenomenelor și proceselor social-economice. Se insistă asupra cunoașterii profunde a fenomenelor și a esenței indicilor, exemplificîndu-se cu indicii prețului de cost și ai productivității muncii. Se arată căile analizei și metodele de calcul al indicilor teritoriali pentru compararea datelor diverselor regiuni și se fac aplicații de analiză prin metoda indicilor și aplicarea legii numerelor mari la elaborarea indicilor.

Partea a cincea, „Metoda selecției", cuprinde în patru capitole structura diferitelor moduri de selecție, sondaje cu una sau mai multe faze, sondajul de volum redus, verificarea ipotezelor.

În partea a șasea a lucrării," Metode moderne de calcul statistic", se dezvoltă calculul cu numere întîmplătoare și programarea liniară, de mare importanță practică.

Fiind o lucrare completă și unitară, cu multe exemplificări, tratatul se impune cu autoritate în literatura de specialitate.

N. N. Patraulea. **Studii de aerodinamica hipersustentației.** București, Editura Academiei R.P.R., 1962.

Lucrarea ing. N.N. Patraulea, membru corespondent al Academiei R.P.R., atacă o problemă deosebit de importantă ale cărei aplicații recente în domeniul decolării și aterizării scurte sau la verticală reține atenția. Unică în genul ei în literatura de specialitate, lucrarea este expusă clar și unitar. Ea cuprinde opt capitole, care însumează 625 pagini.

În primul capitol se fac unele considerații generale asupra utilității aparatelor de zbor cu decolare și aterizare scurtă sau la verticală și o clasificare a acestor aparate, precum și a dispozitivelor de hipersustentație a aripilor. Al doilea capitol cuprinde considerații matematice asupra mișcărilor fluide, mai ales asupra teoriei mișcărilor cu dîră, elaborată de autor, precum și expunerea teoriei și a aplicațiilor metodei analogiilor electrice aplicate mișcărilor fluide. Capitolul trei tratează problemele dispozitivelor potențiale de hipersustentație, care realizează o mișcare în jurul profilului de aripă foarte apropiată de mișcarea potențială: voletul de curbură, bordul de atac deformabil, dispozitive de supercirculație etc. Al patrulea capitol dezvoltă dispozitivele de supercirculație (la care circulația în jurul profilului poate fi mai mare decît aceea care corespunde mișcării irotaționale) bazate pe generarea dîrelor. În capitolul cinci se tratează problema realizării supercirculației prin interacțiunea dintre aripă și jeturile fluide. Capitolul șase este consacrat producerii forțelor aerodinamice axiale prin organe tractive sau de frînare. Capitolul șapte expune teoria autorului asupra vehiculelor bazate pe influența aerodinamică a solului — vehicule cu pernă de aer. În ultimul capitol al lucrării se expune obținerea hipersustentației prin superviteză efectivă, cu aripi toroidale sau de alte forme și prin suflajul aripii.

D. Tutunaru, Gh. Lazaride și Tr. Demian. **Teoria mecanismelor și organe de mașini (I).** București, Editura de stat didactică și pedagogică, 1962.

Lucrarea, care se adresează atît studenților cît și tehnicienilor și inginerilor din producție și proiectare, este împărțită în opt capitole.

În primul capitol se face o succintă introducere și istoricul dezvoltării teoriei mecanismelor și organelor de mașini. Al doilea capitol este consacrat elementelor și cuplelor cinematice, clasificării cuplelor după diverse criterii, lanțurilor cinematice și mecanismelor. Capitolul al treilea se ocupă de construcția pozițiilor mecanismelor și traiectoriilor diferitelor puncte, de metodele pentru determinarea distribuției de viteze și accelerații la elementele rigide ale unui mecanism plan. Capitolul al patrulea, de cinetostatică, tratează problema determinării torsorului forțelor de inerție și a calculului reacțiunilor în cuplele cinematice. Dinamica mecanismelor și mașinilor face obiectul capitolului cinci, în care se elaborează studiul bilanțului energetic și al randamentului mecanismelor și mașinilor, determinarea mișcării mașinii sau mecanismului sub acțiunea forțelor date, determinarea forțelor pentru realizarea unei mișcări date, reglarea periodică și neperiodică și de echilibrare a maselor în rotație. În capitolul șase se dezvoltă aspectele particulare ale calculului analitic al unor mecanisme plane cu cuple inferioare, existînd și preocuparea de sinteză a mecanismelor cu cuple inferioare și de precizie a mecanismelor. În capitolul șapte se expun problemele mecanismelor cu came, ținînd seamă de structură la analiza cinematică, precum și sinteza mecanismelor cu came atît față de unghiul de presiune critic, cît și față de legile de mișcare a tachetului. Capitolul opt expune mecanismele cu mișcare intermitentă.

Lucrarea este concis întocmită și are o expunere clară și curgătoare. Ea sistematizează bine materialul expus ușurînd înțelegera rațională a tuturor problemelor atacate.

TRAIAN SĂLĂGEAN. **Fenomene fizice şi metalurgice la sudarea cu arcul electric a oţelurilor.** Bucureşti, Editura Academiei R.P.R., 1963, 218 p., 120, fig., 43 tabele.

Un studiu ştiinţific al fenomenelor ce apar în cursul procesului de sudare a metalelor a lipsit la noi în ţară pînă la apariţia lucrării analizate, excepţie făcînd unele aspecte de un domeniu restrîns, apărute sporadic în revistele noastre de specialitate.

Bazat pe o bibliografie bogată şi pe cercetările proprii realizate în cadrul Centrului de cercetări al Academiei R.P.R., autorul prezintă cu autoritate şi competenţă, la un nivel înalt şi într-o succesiune logică, fenomenele complexe legate de sudarea cu arc electric şi electrod fuzibil.

În cadrul primului capitol şi pentru a-l familiariza pe cititor cu problematica fenomenologiei sudării cu arc electric a oţelurilor, autorul trece în revistă succint aspectele generale de metalurgie fizică a oţelurilor şi fontelor.

Problema cîmpului termic la sudarea cu arcul electric este studiată în cadrul capitolului următor. Autorul prezintă concepţiile fundamentale şi ipotezele de calcul utilizate la studiul încălzirii, indicînd ecuaţiile cu care se poate determina cîmpul termic ce apare cînd se aplică unui corp omogen, izotop şi infinit, o sursă instantanee de căldură, liniară sau plană.

Se examinează cazul încălzirii unei bare infinite pe o porţiune determinată, încălzirea fiind realizată de o sursă instantanee plană fictivă, după care bara este lăsată să se răcească. Cîmpul termic produs într-o secţiune oarecare se obţine cu una din ecuaţiile indicate, şi prin considerarea acţiunilor tuturor surselor fictive pe porţiunea de încălzire se obţine ecuaţia cîmpului termic căutat.

În continuare se examinează cazul unui corp infinit încălzit cu o sursă de căldură punctiformă; însumînd sursele fictive instantanee pe toată durata lor, se ajunge la ecuaţia cîmpului termic generat de sursa de căldură punctiformă.

Trecînd apoi la cîmpurile termice monodimensionale, autorul arată că, în acest caz, se poate aplica cu uşurinţă o metodă pentru calculul cîmpului termic, metodă pe care o indică.

Încălzirea pieselor la sudarea cu arc electric este studiată amănunţit, pornindu-se de la sursa termică cunoscută şi de la repartizarea spaţială a fluxului termic respectiv.

Din relaţia stabilită între puterea sursei şi fluxul termic se conchide că fluxul maxim este cu atît mai mare cu cît sursa este mai concentrată; aspectul este cu atît mai important, cu cît concentrarea fluxului termic avantajează mult unele procedee de sudare.

Întrucît în practica curentă intervin o serie de calcule în legătură cu tipul de îmbinare, forma etc., autorul, după ce le analizează, le concentrează într-un număr de nouă cazuri generale pe care le studiază apoi în mod amănunţit, întocmind pentru funcţiile fundamentale nomograme cu ajutorul cărora calculul se poate realiza relativ uşor şi suficient de exact.

În ceea ce priveşte încălzirea şi topirea electrozilor, la sudarea cu arcul electric, autorul studiază cele două cazuri clasice ale procedeului de sudare cu arc electric şi electrozi fuzibili: procedeul normal cu electrozi înveliţi şi procedeul automat şi semiautomat cînd arcul este protejat de un flux, iar sîrma de sudură fără înveliş avansează cu o viteză uniformă. Aspectele formării băii de sudare, calculul şi geometria acesteia depind de o serie de parametri ca: procedeul de sudare utilizat, regimul de sudare aplicat, tipul de material de adaos, natura învelişului electrozilor etc. În cadrul lucrării, diversele aspecte sînt analizate judicios şi clar.

În continuare se studiază cazul plăcilor groase, caz ce intervine în practica sudării şi în care temperaturile se repartizează neuniform pe grosimea plăcii. Se stabileşte ecuaţia cîmpului termic pentru o placă groasă în cazul sudării cu o putere constantă, deplasarea avînd loc cu viteză constantă.

Studiul şi analiza fenomenelor fizico-chimice din spaţiul arcului în ordinea în care au loc la sudarea cu arcul electric formează conţinutul unui capitol special.

Procesele complexe ce iau naştere la aprinderea arcului (străbaterea de către electroni a barierei de potenţial, bombardarea cu electroni a amestecului de gaze din spaţiul arcului care provoacă o stare de excitare şi ionizare permanentă a acestuia, fenomenele de recombinare etc.) ating o stare de regim aproape staţionar la un timp oarecare după aprinderea arcului, ajungîndu-se astfel la o tensiune constantă între electrozi, tensiunea arcului, şi la un curent constant, curentul de sudare. Repartizarea tensiunii arcului pe lungimea sa se face pe trei zone distincte: zona catodului, zona coloanei arcului şi zona anodului; autorul analizează aceste zone din punct de vedere fenomenologic.

În a doua parte a capitolului se analizează o serie de aspecte specifice: disocierea, oxidarea şi reducerea în spaţiul arcului electric.

Întreg capitolul următor se referă la problemele în legătură cu realizarea cusăturii.

La sudarea oţelurilor cu electrod fuzibil, cusătura se formează prin topirea simultană a piesei şi electrodului, fenomenele ce apar avînd un carcater complex.

Autorul analizează formarea picăturii atît în cazul sudării cu arc scurt, cît şi în cazul arcului lung. Se arată că în cazul legării electrodului la catod, încălzirea se datoreşte rezistenţei electrice şi ciocnirilor din partea ionilor pozitivi, capătul electrodului răcindu-se din cauza emisiei electronice. Dacă electrodul se leagă la anod, acesta se încălzeşte atît datorită rezistenţei electrice, cît şi bombardamentului pe care îl suferă din partea electrozilor. În acest caz nu se produce răcire prin emisie electronică. În consecinţă, coeficientul de topire este mai mare în cazul legării la anod.

Un alt aspect important studiat formează structura cusăturii. Se evidenţiază dezavantajele calitative determinate de prezenţa cristalelor columnare mari, care se formează pe grăunţii metalului de bază, normal pe suprafeţele izoterme. Se realizează amănunţit procedeele de recristalizare suplimentară, folosite pentru obţinerea unei structuri mai fine.

O problemă considerată în mod deosebit este aceea a determinării cantitative a elementelor de aliere din înveliş sau flux, astfel încît cusătura să posede compoziţia chimică necesară.

În ultima parte a capitolului, autorul prezintă rolul important al celor trei gaze aflate în spaţiul arcului electric: oxigenul, hidrogenul şi azotul. Ca urmare a temperaturii ridicate, metalul lichid se saturează cu gaze, pentru ca în timpul răcirii să apară o degajare importantă de gaze la suprafaţa de separaţie dintre faza solidă şi cea lichidă, formînd bule; dacă viteza de separaţie a bulelor de gaz este mai mică decît viteza de cristalizare, bulele de gaz rămîn prinse între cristale apărînd pori. Se studiază, de asemenea, măsurile necesare pentru a împiedica apariţia porilor.

În legătură cu problema fisurării cusăturii, autorul clasează în două categorii factorii care contribuie la apariţia fenomenului:

— factorii referitori la alegerea necorespunzătoare a electrodului sau fluxului, la utilizarea unui procedeu sau regim de sudare necorespunzător etc. şi

— factori metalurgici care cuprind: transformările structurale ale metalului depus, însuşirile plastice ale metalului cusăturii la temperaturi ridicate, prezenţa adaosurilor etc.

Se analizează apoi metodele pentru înlăturarea pericolului de fisurare.

Pentru studiul fenomenelor din materialul de bază, se atribuie în cadrul lucrării, un capitol separat. Se studiază zonele de modificare, transformările din zona influenţată termic şi aspectele fisurării metalului de bază.

În cadrul ultimului capitol, autorul prezintă teoria electrozilor şi fluxurilor pentru sudarea cu arc electric, indicînd compoziţia chimică a fluxurilor şi o serie de prescripţii în legătură cu tipurile de electrozi şi fluxuri.

Lucrarea este realizată la un nivel superior şi se adresează în special cercetătorilor şi inginerilor din producţie, specializaţi în tehnica sudării metalelor. Este un ghid preţios în cunoaşterea problemelor complexe ale acestui procedeu de prelucrare a metalelor şi deschide perspective largi pentru explicarea şi studiul fenomenelogiei tehnicii respective.

WERNER GILDE. **Sudarea metalelor neferoase vol. I** (Das Schweissen der Nichteisenmetalle, Band I). Berlin, VEB Verlag Technik, 1961, 276 p., 105 fig.

Lucrarea a fost elaborată cu colaborarea ing. Manfred Kiesche şi ing. Kurt Paul şi cuprinde rezultatul muncii de cîţiva ani în problemele metalurgice şi

tehnologice ale sudării metalelor neferoase.

În lucrare se prezintă, pentru inginerii constructori de mașini și pentru inginerii specialiști în sudură, tehnologia sudării metalelor neferoase sub strat de argon, caracteristicile fizico-mecanice și compoziția chimică a aliajelor metalelor neferoase, precum și comportarea acestora la sudare.

În lucrare nu se tratează numai metalele neferoase clasice, cum sînt cuprul și aluminiul, ci și alte cîteva metale care în ultimii ani se folosesc în mare măsură în construcția reactoarelor sau a avioanelor clasice, cum sînt beriliul, titanul etc.

După o scurtă prezentare a sudării sub strat de argon și a instalațiilor și dispozitivelor folosite, se trece în capitolul 3 la tehnologia sudării aluminiului și aliajelor sale. Pentru a se pune la îndemîna specialiștilor un bogat material informativ s-a folosit prezentarea tabelară și prescurtată a tuturor datelor și indicațiilor mecanice și tehnologice, folosindu-se pentru acest important capitol o treime din volumul lucrării.

Beriliul, plumbul, aurul și aliajele lor sînt prezentate în capitolele 4, 5 și 6. Cuprul și aliajele cuprului ocupă peste o cincime din volumul lucrării, folosindu-se în continuare aceeași formă de prezentare.

În capitolele 9—18 se prezintă magneziul, molibdenul, nichelul, platina, tantalul, titanul, zincul, zirconiul și aliajele lor.

Claritatea diagramelor și mai ales a fotografiilor diferitelor microstructuri, precum și forma de prezentare a materialului — texte rezumative și date valorice — ușurează mult documentarea specialistului, lucrarea devenind astfel de un real folos pentru cei ce lucrează în domeniul construcțiilor de mașini din metale neferoase prelucrate și prin sudură.

Ch. V.

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Metalurgiei și Construcțiilor de mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din R.P.R. — Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica nr. 3, raion T. Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.M.C.M. Abonamentele se primesc la Administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice la contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.M.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.
Tiparul: I. P. „Informația", str. Brezoianu nr. 23—25, București, c. 1916.

MŰSZAKI KÖNYVTÁR 383

PRODUSE CHIMICE: pigmenți anorganici, sub formă de pulbere albă amorfă; oxid de zinc calitatea I; bioxid de staniu; lipoton.

SOLEX
UZINA DE METALE ȘI ALIAJE NEFEROASE

PRODUSE METALURGICE — Aliaje antifricțiune. Compoziție Y. Pb 98% — Bahnmetall, aliaj antifricțiune utilizat la cuzineții de vagonete, vagoane de cale ferată (marfă și persoane) și pentru axe cu 300 — 400 rot/min. Compoziția Y. Sn 10% — Weissmetall — se utilizează ca aliaj antifricțiune la cuzineți, la biele și osii de locomotive cu viteză mare. Compoziția Y. Sn 83% se utilizează ca aliaj antifricțiune la cuzineți, turbine de abur, turbocompresoare, motoare Diesel cu viteză mare, electromotoare etc.

Aliaje tipografice, folosite în industria tipografică pentru turnarea materialului tipografic : monotip — aliaje pentru mașinile de cules monotip ; linotip — aliaje pentru mașinile de cules linotip ; stereotipie — aliaje pentru plăci de stereotipie.

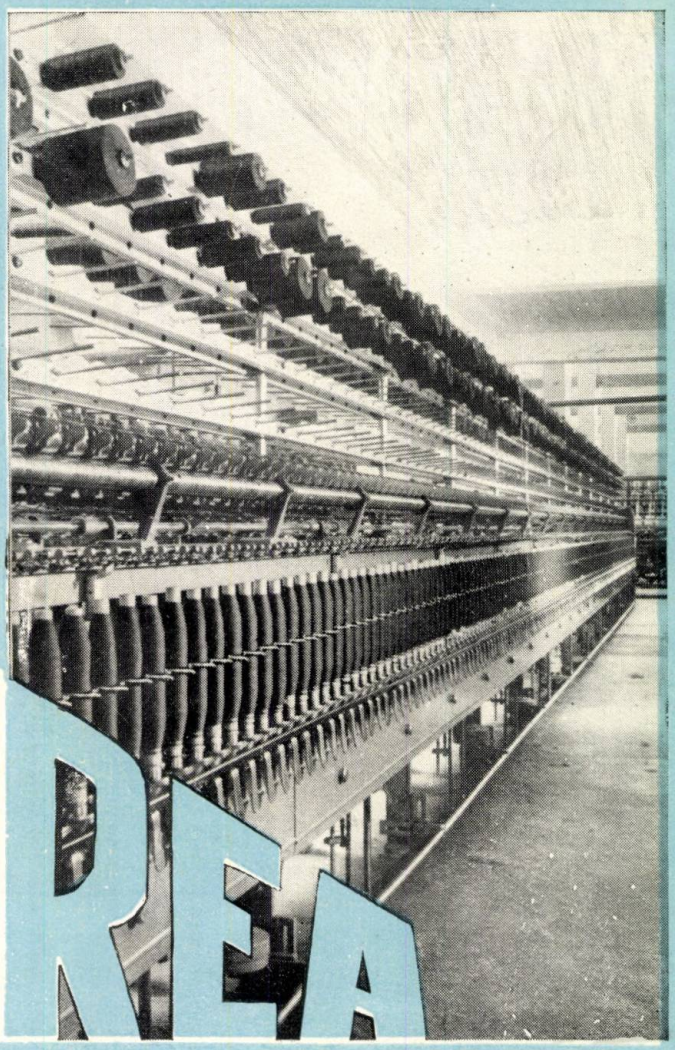
Alamă turnată în blocuri — AMTO — se utilizează pentru armături, piese de ornament, piese diverse.

Bronz cu staniu — aliaje de cupru cu staniu — servesc la turnarea lagărelor pentru mașini-unelte, organe de mașini, armături speciale, lagăre pentru material rulant, armături la presiune etc.

Aliaje de cositor pentru lipit, utilizate la lipit plumb, alamă, cupru, lipituri la flăcări în tinichigerie, lipituri pe tablă de zinc, sîrmă galvanizată, lipituri pe tablă de alamă, tablă cositorită, conductoare electrice, lipituri la contoare electrice, lipituri fine în electricitate și radiofonie.

Aliaje de zinc (Zamak-uri), folosite în industria constructoare de mașini pentru armături, carburatoare și ca aliaje de înlocuire.

INTRAREA TORENTULUI NR. 4 • BUCUREȘTI



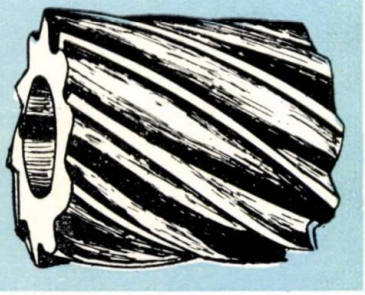
UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ PIAȚA 1 MAI 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru războaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră si fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat, tip Fl
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

FABRICA DE SCULE RÎȘNOV



REGIUNEA BRAȘOV

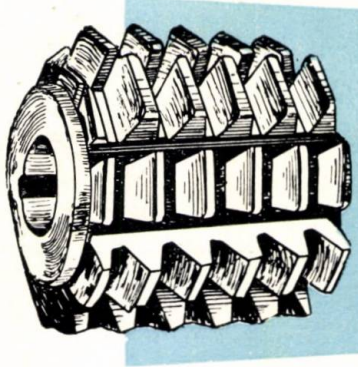
Produce:

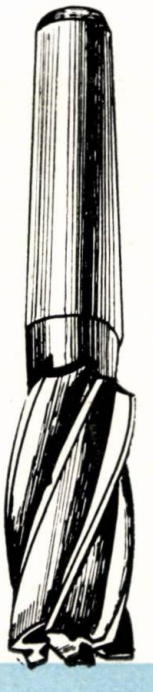
BURGHIE ELICOIDALE ȘI DE CENTRUIRE

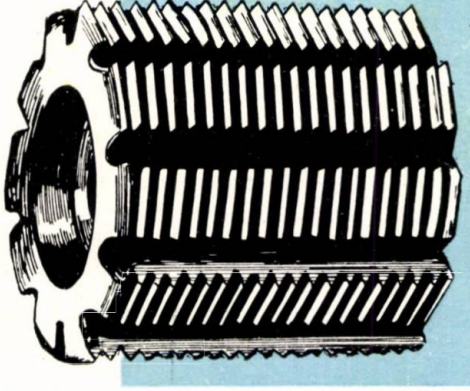
ALEZOARE-ADÎNCITOARE

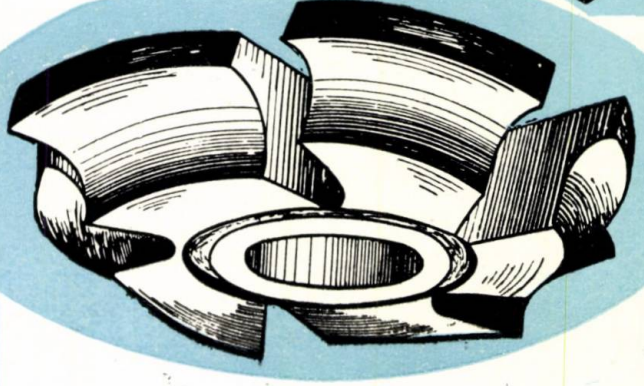
FREZE PENTRU AȘCHIEREA METALELOR

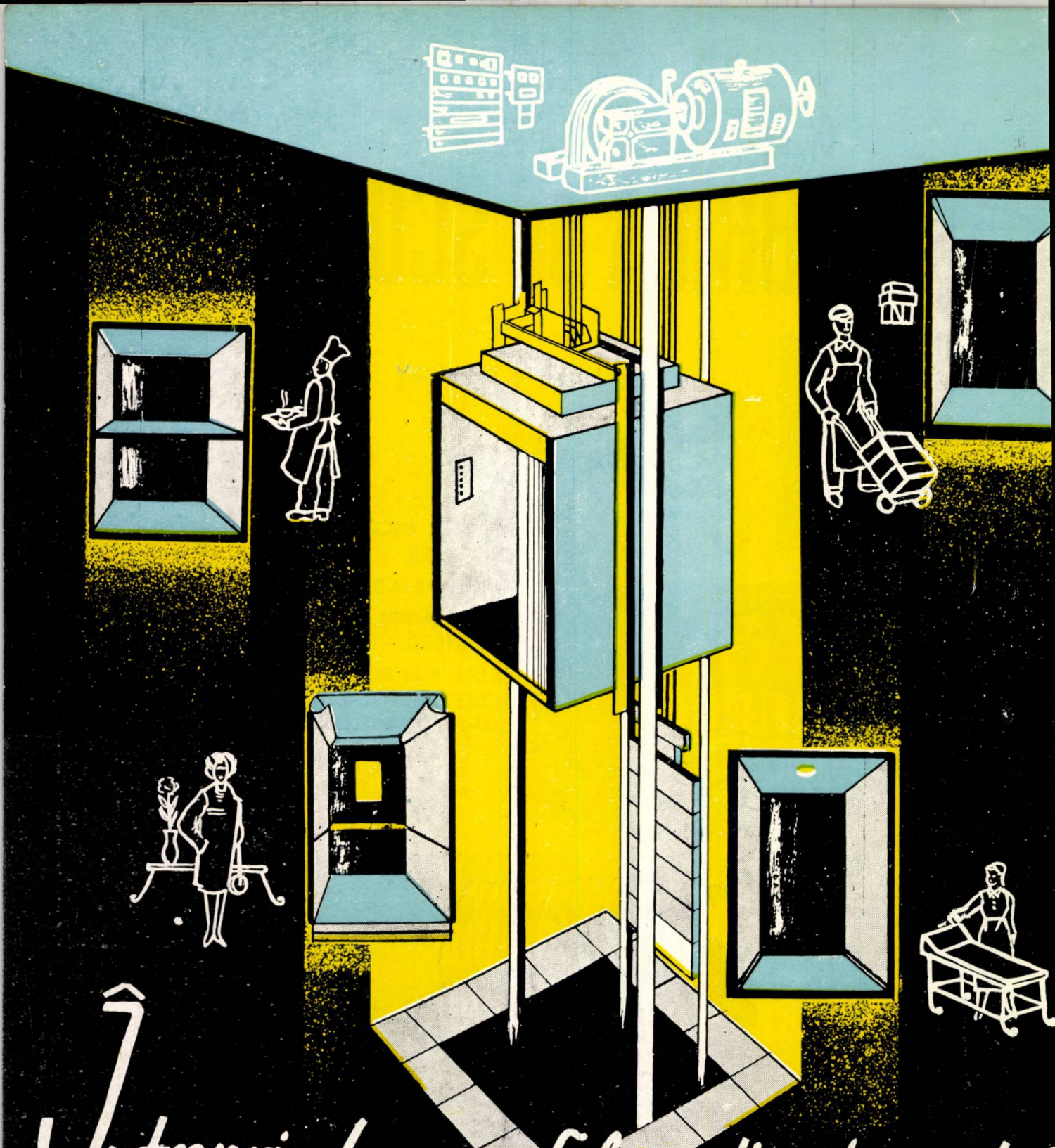
SCULE PENTRU FILETARE ȘI SCULE SPECIALE DUPĂ DOCUMENTAȚIA CLIENTULUI











Întreprinderea de fabricație și montaj ascensoare București

SOS. GIULEȘTI Nr. 8, RAIONUL 16 FEBRUARIE • TELEFON: 17.45.00 ; 18.60.00

proiectează, construiește și montează următoarele produse:

- ascensoare de persoane
- ascensoare de materiale, 300—3 000 kg
- ascensoare de 100 kg (Montecharge)
- ascensoare de bolnavi
- piese de schimb pentru ascensoare de fabricație I.F.M.A.

ÎNFRĂȚIREA

Uzina de mașini-unelte Oradea

produce

MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

— Raboteze de 425 și 700 mm

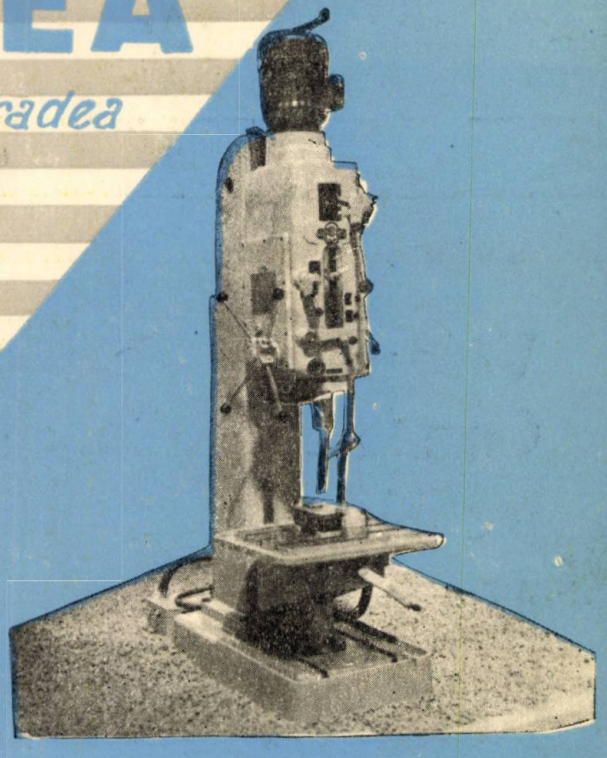
— Mașini de găurit 416, 425, 640

— Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t

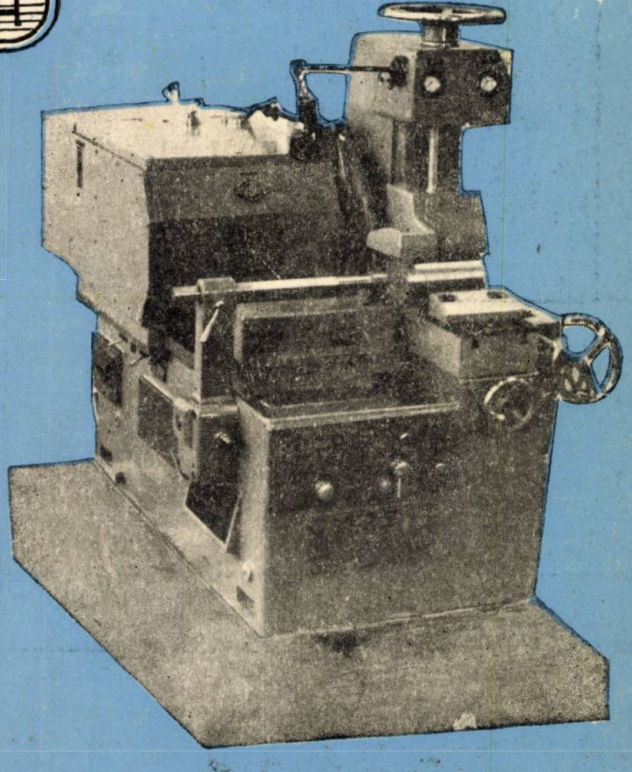
— Freze universale pentru sculărie

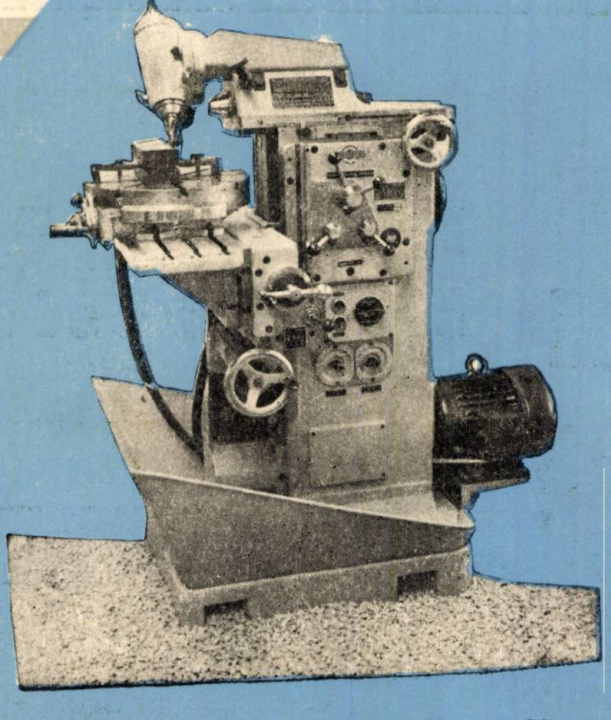
— Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm

— Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg



ÎNFRĂȚIREA





Laminate şi trase din aluminiu, cupru şi alamă

Vitezometre
Contoare de ore pentru tractoare

Intreprinderea metalurgică de stat

metrom

BRASOV

piese turnate sub presiune

butelii pentru gaz petrolier lichefiat

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 3 • MARTIE 1964

UZINELE

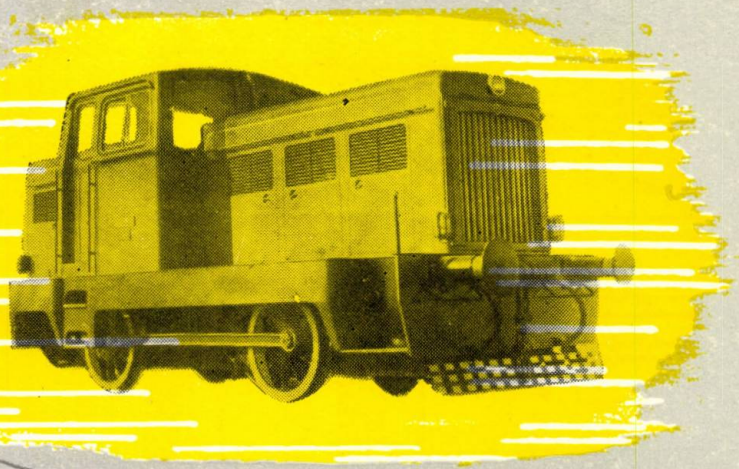
Steagul Roșu

BRASOV

produc

Autocamioane

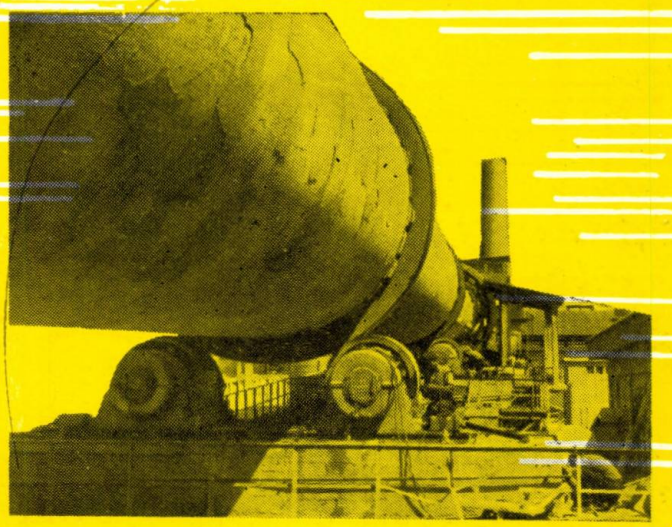
E 3279



Material rulant
Automotoare de mare viteză și capacitate
Locomotive de manevră pentru cale normală

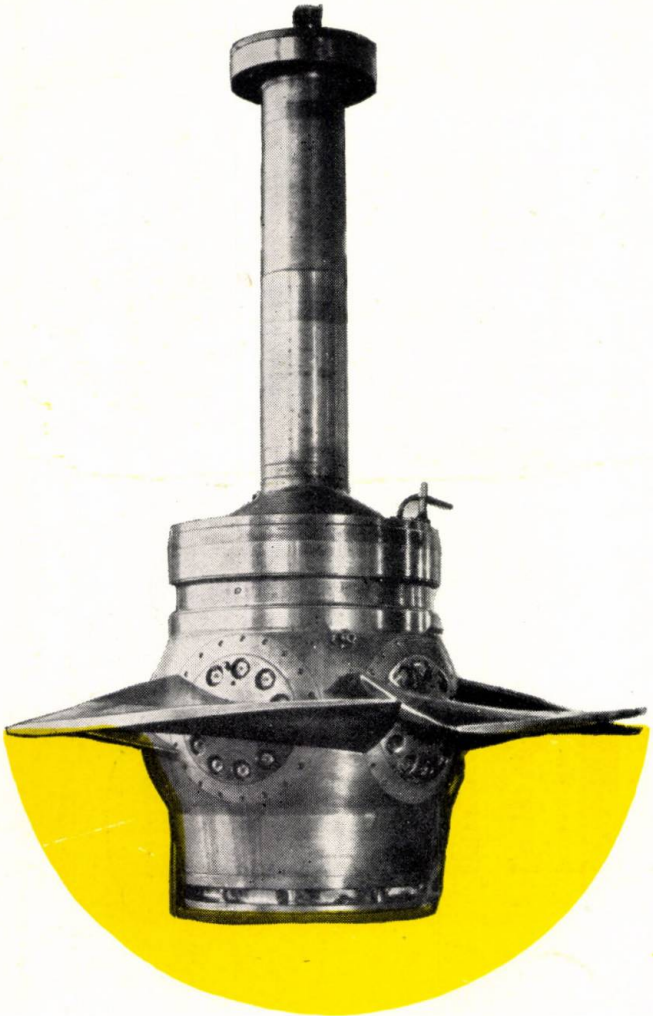
UZINELE 23 AUGUST

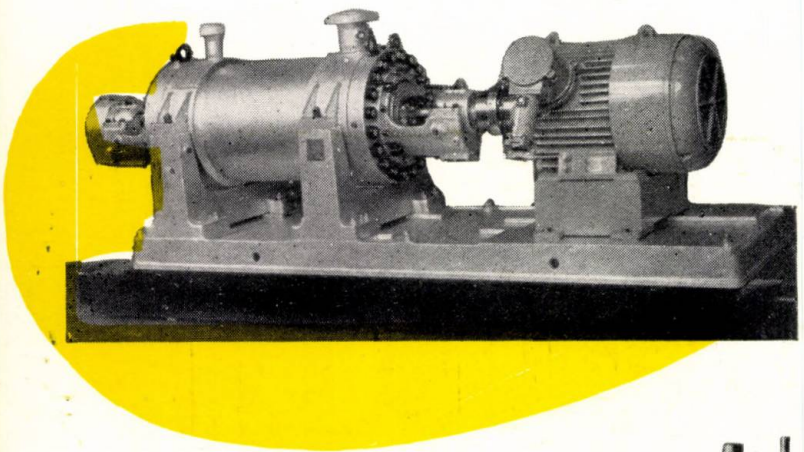
Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant

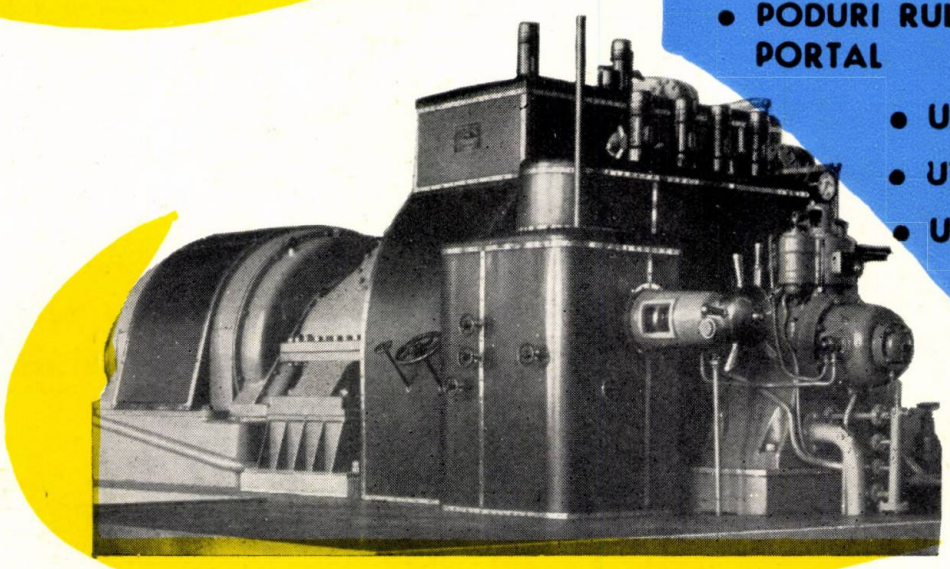


Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DI







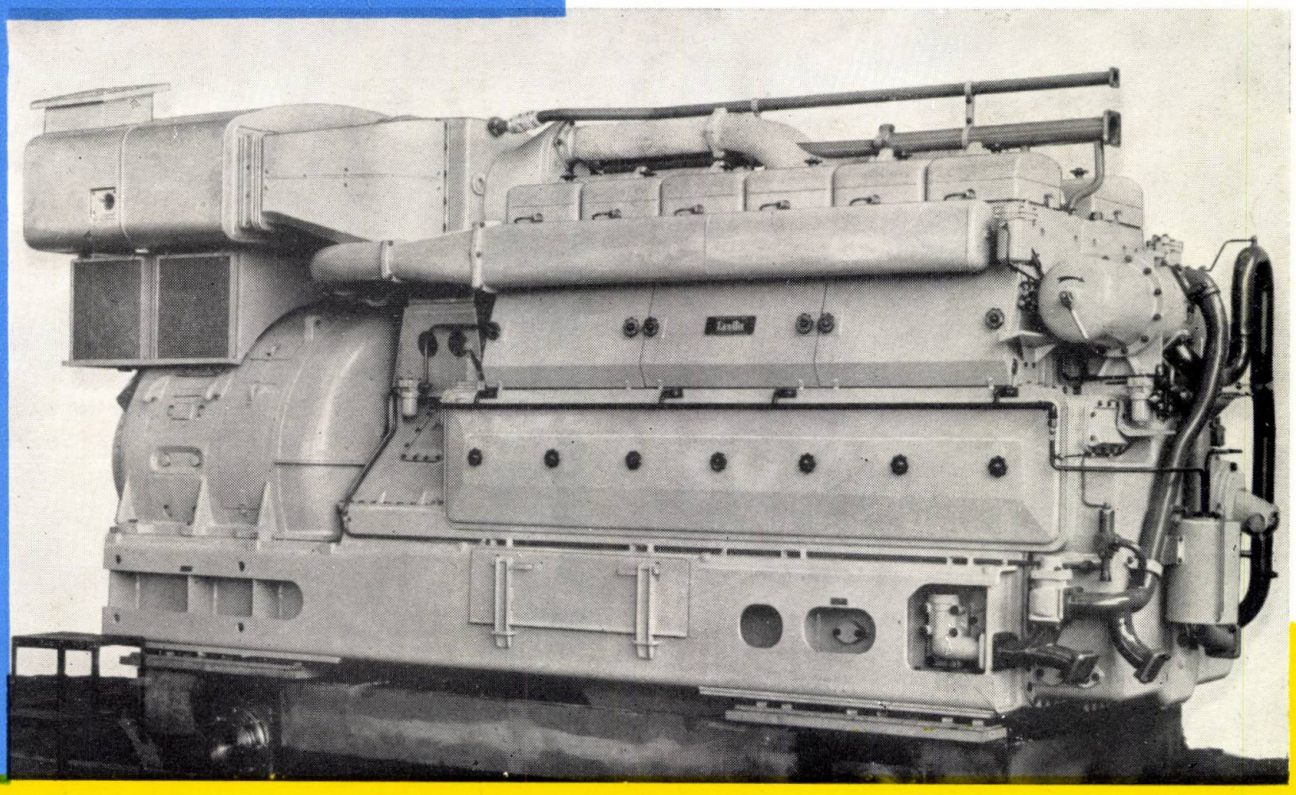
- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10
  - — cu condensație
  - — cu priză
  - — cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - — 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - — 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - — 1 V — 15/7
  - — 2 V — 30/7
  - — 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - — 15 000 Nm^3/h — 3 m col.a
  - — 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - — 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDRO-GENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGET**
- **UTILAJ SIDERURGIC**

CONSTRUCTII DE MASINI

UCM Resita

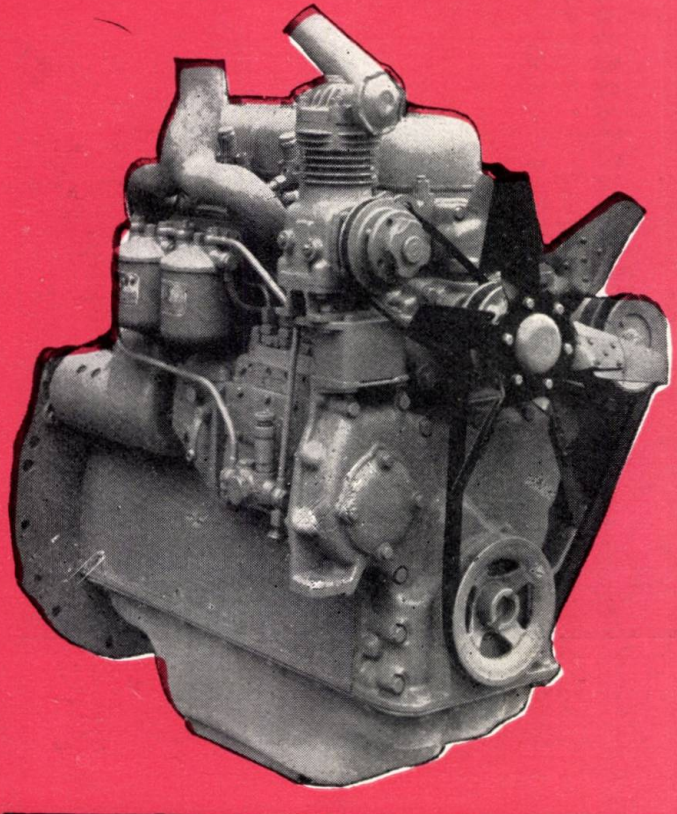
MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP



UTB

UZINA TRACTORUL BRAȘOV



Produce:

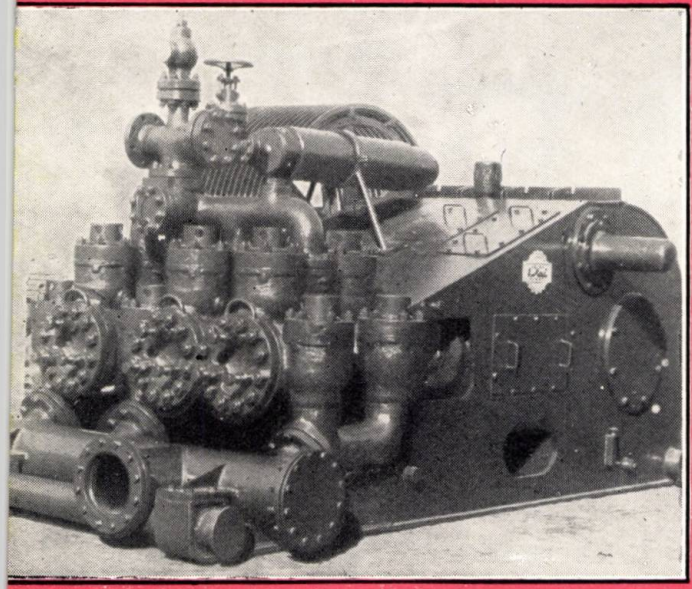
- *Tractoare universale de 65 CP cu două roți motoare livrabile în următoarele variante:*
  - *cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm,*
  - *cu cale îngustă (roți jumelate).*
- *Tractoare de 65 CP cu patru roți motoare.*
- *Motoare Diesel de 65 CP cu injecție directă, de mare economicitate.*
- *Piese de schimb pentru tractoare.*

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

UTILAJE PETROLIERE

DE CEA MAI BUNĂ CALITATE FABRICATE ŞI LIVRATE DE

UZINA „1 MAI" PLOIEŞTI

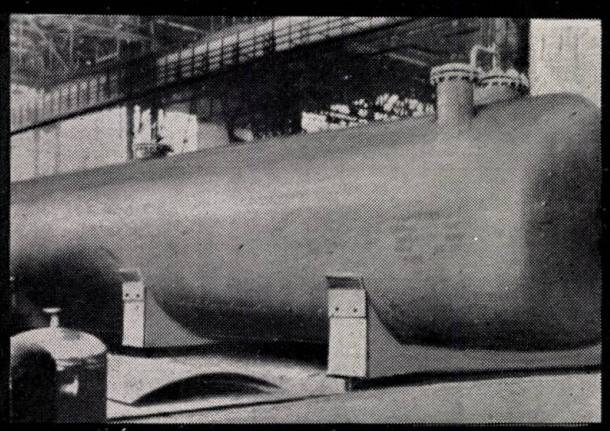


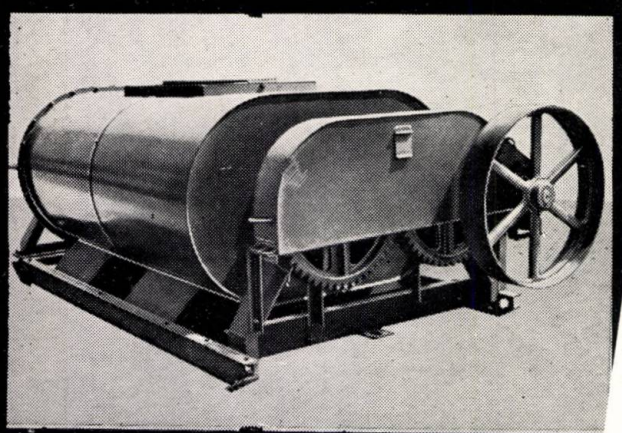
- Pompă triplex $7^1/_4'' \times 12''$ tip 3PN—465 M

- Instalaţie de foraj tip 2 DH—75 A pentru adîncimi pînă la 2000 m

- Instalaţii de foraj tip 4 LD—150 B
- Instalaţii de foraj tip 2 DH – 75 A
- Turbine de foraj (simple şi duble)
- Prevenitoare de erupţie:
  - — cu acţionare normală
  - — cu acţionare hidraulică
- Agregate de cimentare tip TA—300 M şi AC—400 M
- Sape cu role şi lame

UZINA DE UTILAJ CHIMIC ȘI PETROLIER NR. 2 PLOIEȘTI





livrează:

UTILAJ

pentru industria chimică și rafinării:

condensatoare, schimbătoare de căldură, reactoare, evaporatoare, coloane de rectificare și altele, care lucrează în medii neutre, explozive, corosive etc.

RULMENȚI

de diferite tipuri:

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100—400 mm diametru;
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60—400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600—1 100 mm diametru;
- alți rulmenți speciali pentru utilajele petroliere.

UZINA Vulcan EXECUTĂ

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t h și presiuni între 8 și 140 kgf cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t h, complet automatizate.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, București

Remorcă basculantă laterală

tip **RBL-4**

- Sarcina utilă **4 tf**
- Sistemul de basculare: **hidraulic**
- Frînă pneumatică pe 4 roţi
- Cu obloane superioare detaşabile
- Utilizabilă pentru orice teren

Se execută la:

Uzina „Unio" Satu-Mare — *Telefon: 18-00, 18-01*

UZINA
BALANTA - SIBIU

CALEA GUSTERITEI Nr. 21 — 23 • TELEFON 6200

EXECUTA:

BALANȚE
ȘI
BASCULE

DE LA 1 kg LA 200 t

ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE

uzinele metalurgice INDEPENDENTA sibiu

Execută și livrează:

— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MINIERĂ** extractivă ciocane de abataj și ciocane perforatoare pneumatice, coloane telescopice pneumatice.

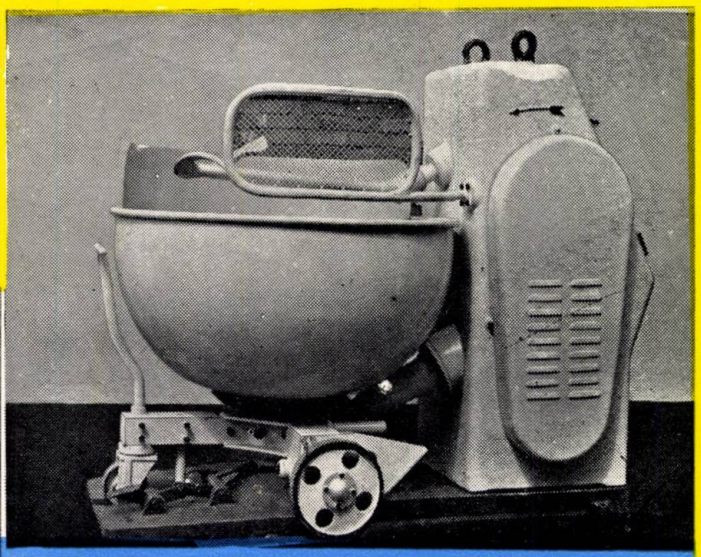
— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MINIERĂ** de preparare: cuptoare, concasoare și granulatoare giratorice, ciururi vibrante suflante, pompe de vid, agitatoare, îngroșetoare, pompe de tulbureală etc.

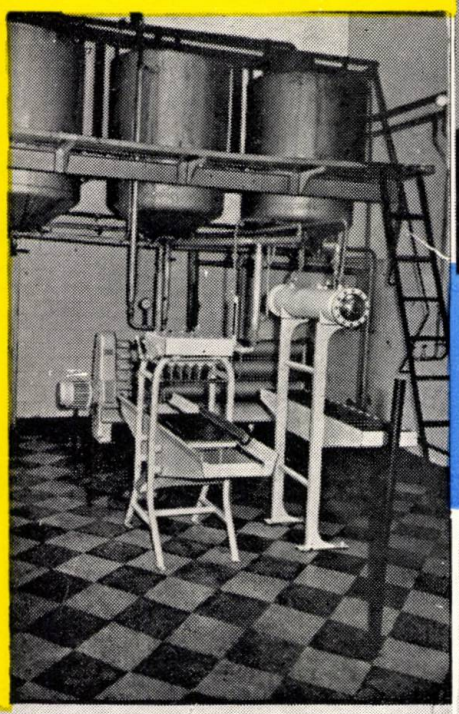
— **UTILAJE PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI PETROLIERĂ:** recipienți, filtre, coloane, decantoare, rezervoare, ventilatoare tip Boreț, schimbătoare de căldură etc.

— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA ALIMENTARĂ:** mașini de frămîntat aluat, prese de vinificație, omogenizatoare și dozatoare de grăsimi, prese de borhot pentru fabricile de zahăr, transportoare tip Redler, prese de paste făinoase etc.

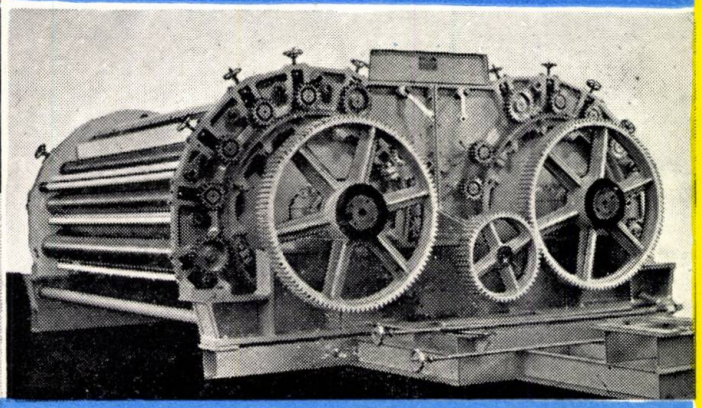
— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA MATERIALELOR REFRACTARE** mori uscate, prese cu fricțiune, jgheaburi, oscilante, dezintegratoare.

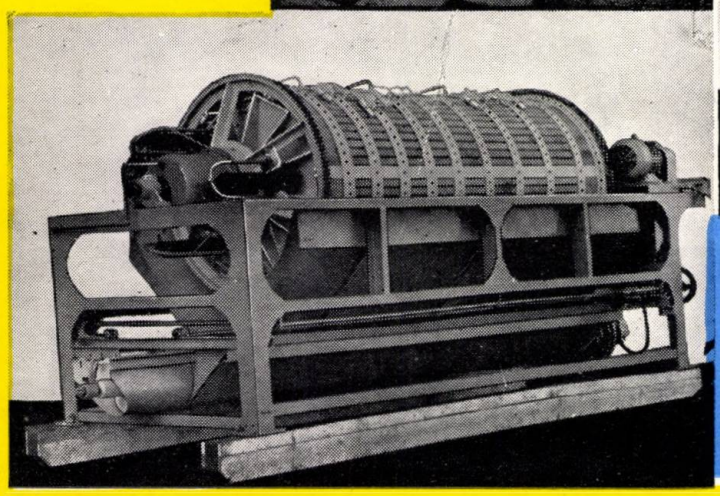
— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU FABRICILE DE CIMENT:** pompe de ciment, delaioare de argilă, instalații de distribuire a aerului pentru barbotarea pastei de ciment, șnecuri sită, transportoare elicoidale, etc.





— **MAȘINI ȘI UTILAJE DIVERSE:** lanțuri cuple și zale scurte simple, duble și triple pentru industria minieră și petrolieră, polizoare pneumatice portative, mașini de găurit pneumatice portative, ciocane pneumatice de nituit, ciocane pneumatice de dăltuit, bătătoare pneumatice de turnătorie, mașini de spălat, uscat și călcat rufe.





— **MAȘINI ȘI UTILAJE PENTRU INDUSTRIA DE PRELUCRARE A STUFULUI ȘI CELULOZEI,** industria de prelucrare a lemnului etc. etc.

UZINA DE POMPE

POMPE DE UZ GENERAL

— MONOETAJATE
— MULTIETAJATE
— ÎN DUBLU FLUX

POMPE SPECIALE pentru

— ALIMENTAREA CAZANELOR
— LICHIDE CU SUSPENSII ABRAZIVE
— PASTĂ DE HÎRTIE
— LICHIDE COROSIVE

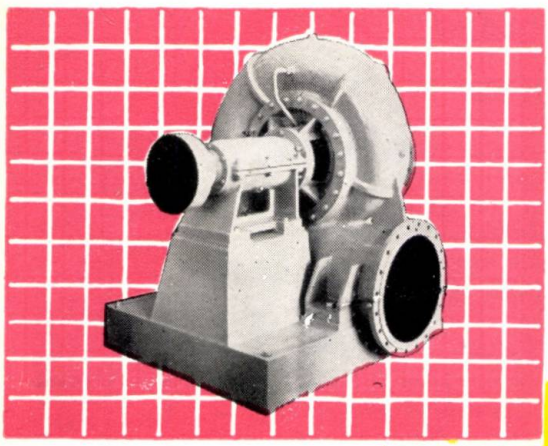
POMPE pentru AGRICULTURĂ

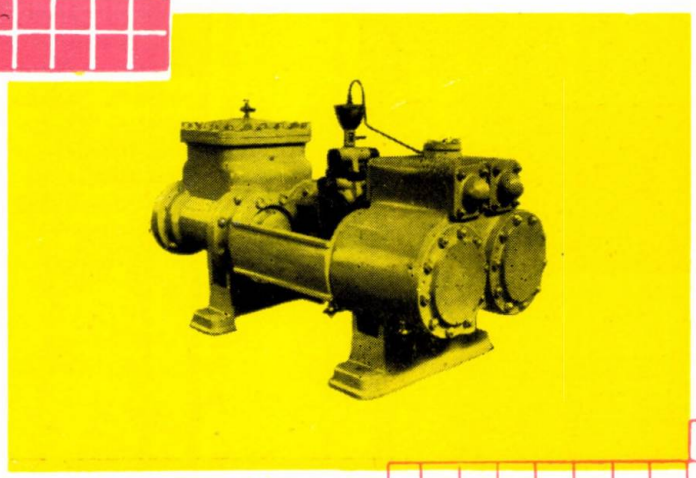
— DIAGONALE
— AXIALE
— MOTOPOMPE

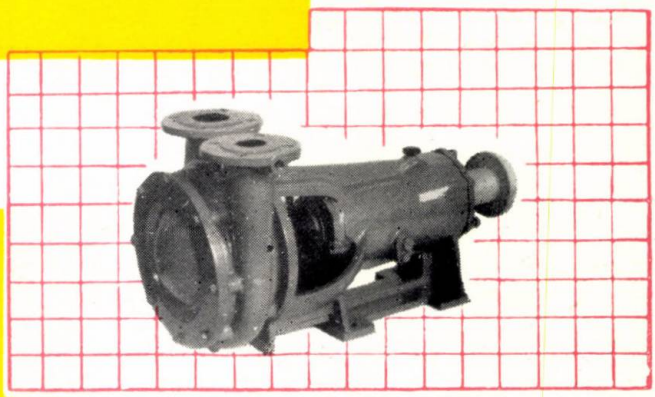
POMPE de vid

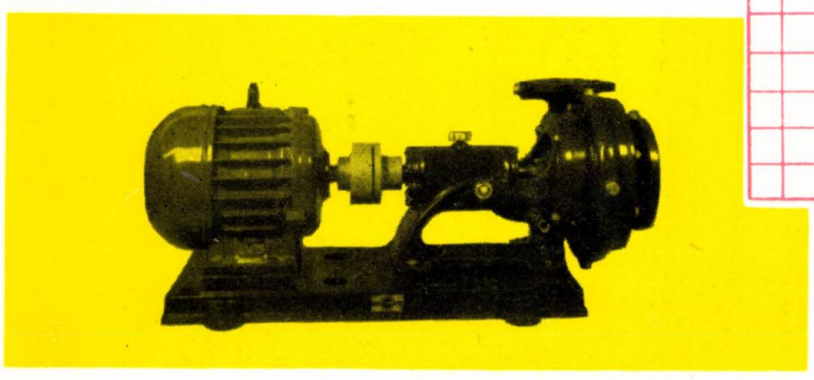
POMPE duplex

POMPE cu roți dințate







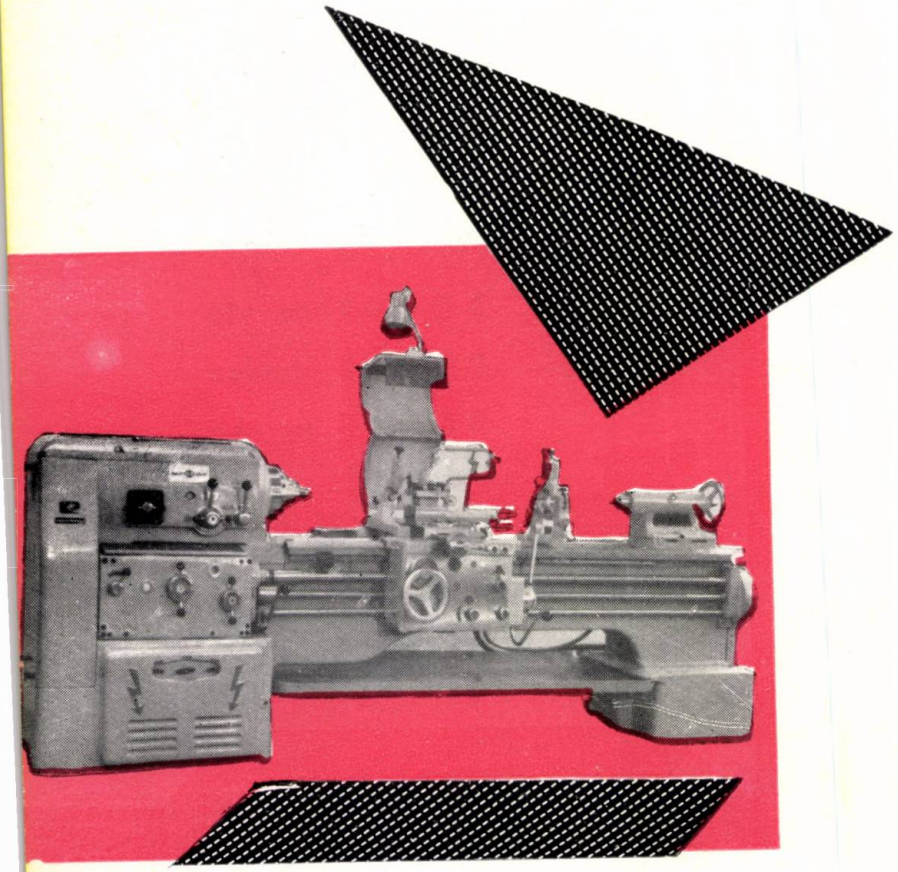


UZINA DE STRUNGURI

• ARAD •

Produce:

Strunguri normale



SN 250

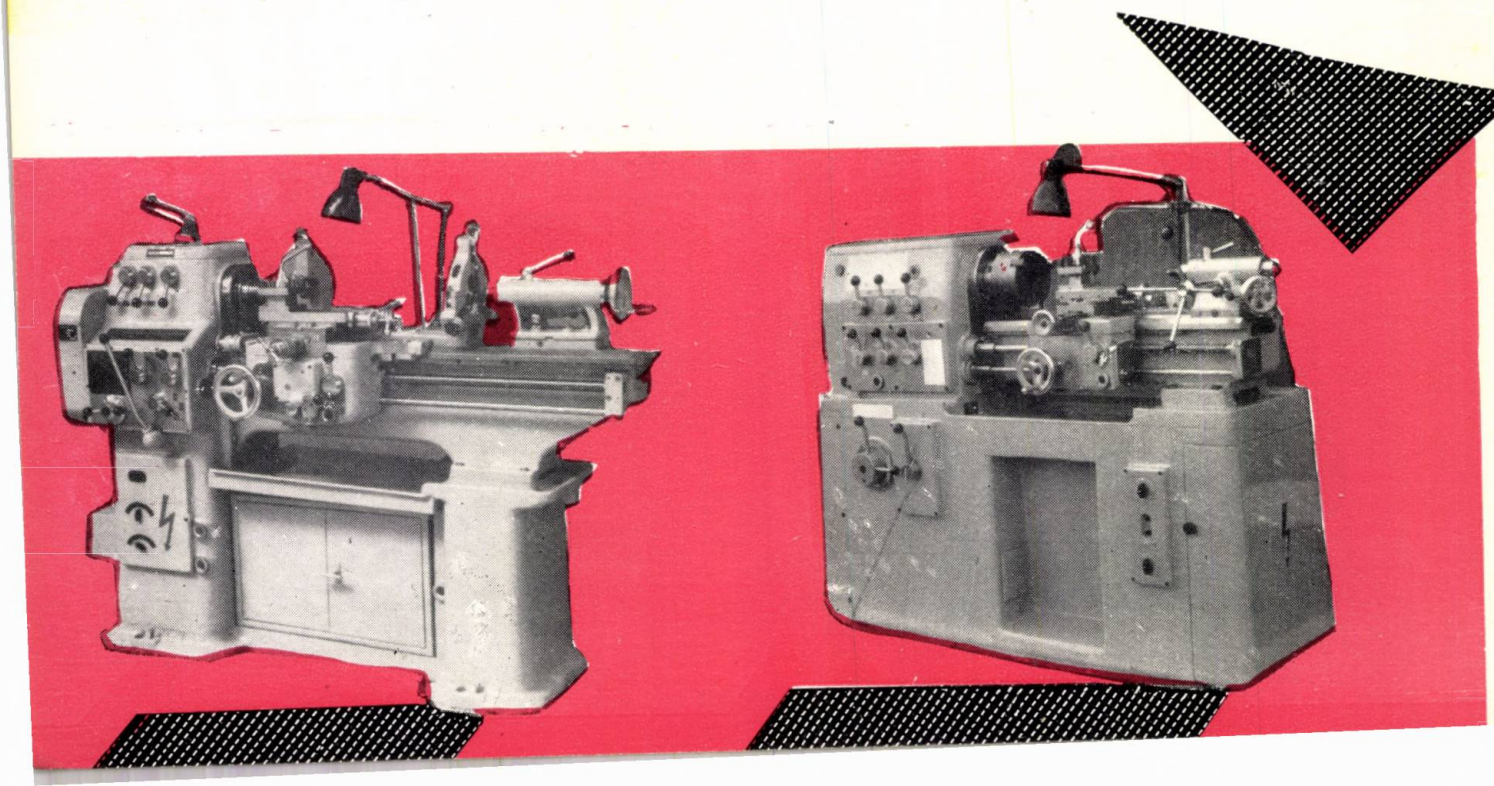
lungimea între vîrfuri — 500 mm, diametrul maxim — 250 mm, 63 — 2 800 rot/min în 12 trepte, viteze de avans — 24, numărul minim de filete din fiecare categorie — 24, puterea — 1,7 (2,2) kW, greutatea totală — 775 kg, dimensiuni de gabarit — 560 x 1 155 x x 1 500 mm.

SN 320

lungimea între vîrfuri — 750 mm, diametrul maxim — 320 mm, 31,5 — 1 600 rot/min în 18 trepte, viteze de avans — 36, numărul minim de filete din fiecare categorie — 36, puterea — 3 (1,7) kW, greutatea totală — 1 050 kg, dimensiuni de gabarit — 900 x x 1 290 × 2 075 mm.

SN 400

lungimea între vîrfuri — 750 — 1 000 — 1 500 mm, diametrul maxim — 400 mm, 12 — 1 500 rot/min în 24 trepte, viteze de avans — 60, numărul maxim de filete din fiecare categorie — 60, puterea 7,5 (5,5) kW, greutatea totală — 2 000 — 2 050 — 2 150 kg, dimensiuni de gabarit — 900 x 1 210 x x 2 500 — 2 700 — 3 250 mm.



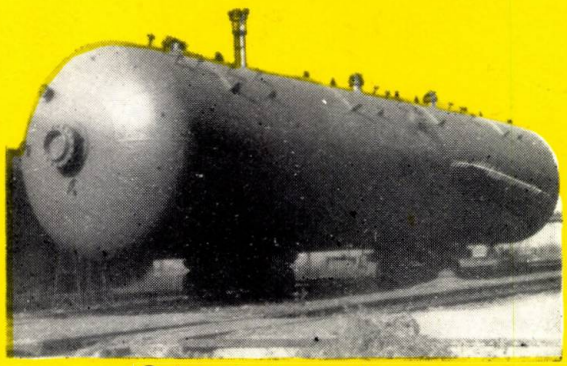
UZINA GRIVIȚA ROȘIE

Fabrică și livrează utilaje tehnologice pentru industria chimică, petrolieră, hîrtiei și celulozei

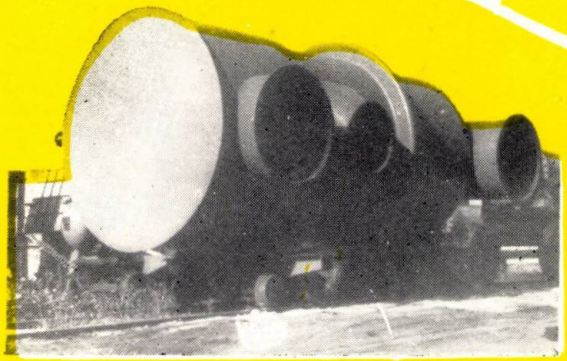
COLOANE DE:

DISTILARE
FRACȚIONARE
SPĂLARE
VID
STRIPARE
STABILIZARE

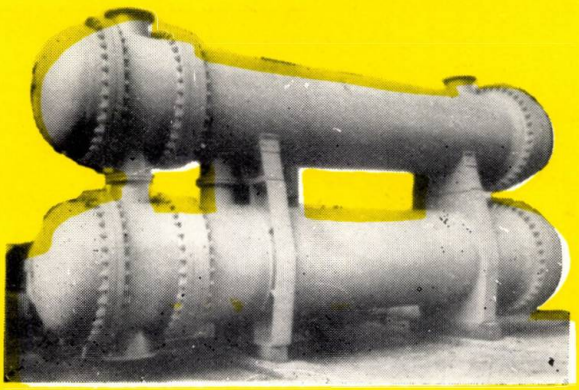
Preîncălzitor



Coloană de rectificare



Răcitor SO_3 Ventilator

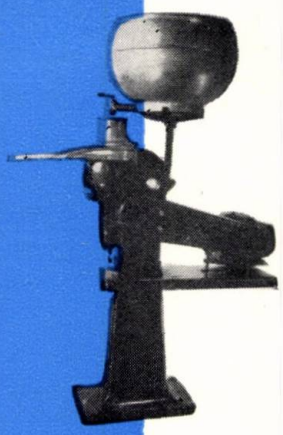


Schimbător de căldură cu cap flotant tip Elou

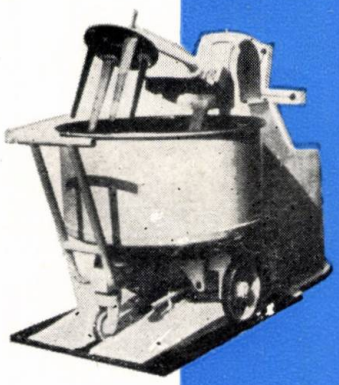
ABSORBERE
SCRUBERE
CONDENSATOARE
SEPARATOARE
FILTRE
REZERVOARE
VASE DE DRENAJ
FIERBĂTOARE
VAPORIZATOARE
BUNCĂRE
CONTEINERE
SOBE DE CONTACT
MORI CU BILE
MORI CU CIOCANE
SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

TEHNOFRIG

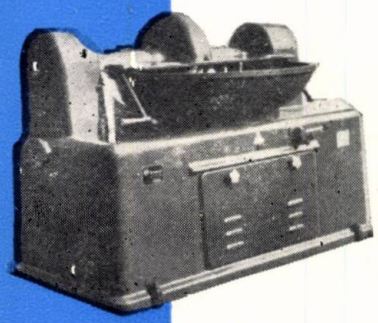
LINII TEHNOLOGICE ŞI MAŞINI
PENTRU INDUSTRIA LAPTELUI



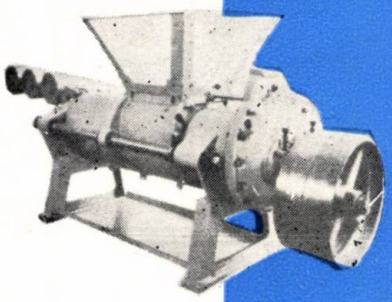
LINII TEHNOLOGICE ŞI UTILAJE
DIVERSE PENTRU INDUSTRIA PÎINII



MAŞINI, LINII TEHNOLOGICE
.ŞI INSTALAŢII PENTRU
INDUSTRIA CĂRNII



MAŞINI PENTRU INDUSTRIA
VINULUI, A ULEIULUI ŞI A
CONSERVELOR VEGETALE

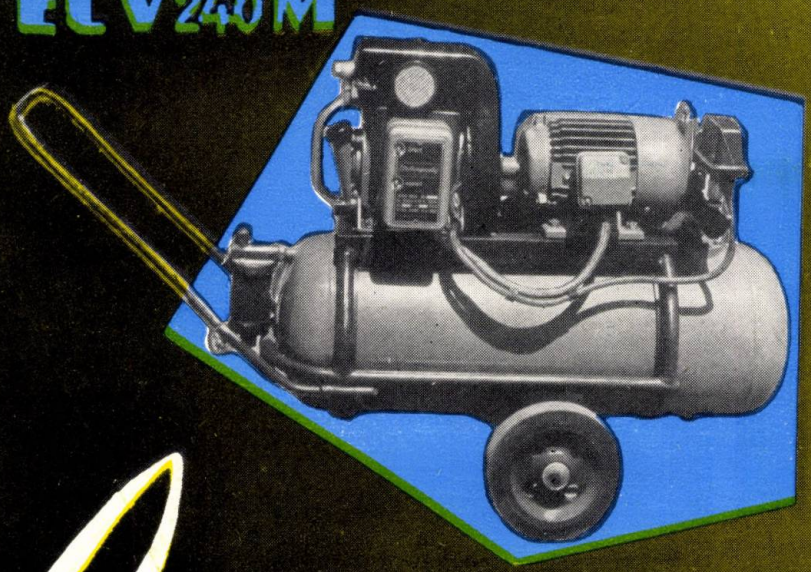


MAŞINI ŞI INSTALAŢII FRIGORIFERE, CAMERĂ DE RĂCIRE, FABRICI DE GHEAŢĂ ETC.

TEHNOFRIG

CLUJ ◆ STR. FABRICII DE CHIBRITURI, 5 – 11 ◆ TEFEFON 33–26 33–27 33–28

ECV 240 M

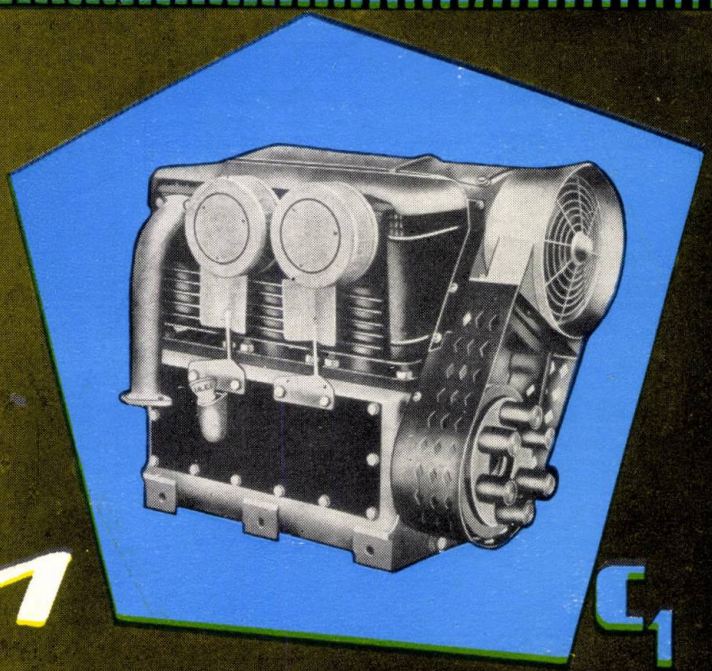


Electrocompresor de aer

UZINELE TIMPURI NOI BUCUREȘTI

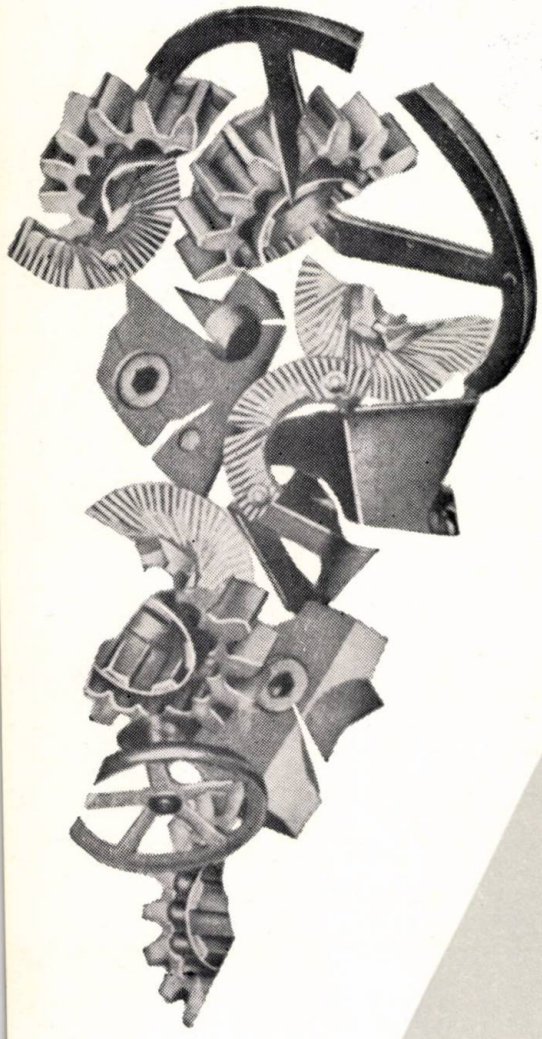
ecută și livrează în țară și străinătate:

- Motoare cu aprindere prin scînteie, 6—15 CP la 2 000—3 000 rot/min.
- Motoare cu aprindere prin compresiune, 6—100 CP la 800—1 200 rot/min.
- Compresoare de aer cu piston, cu debite de 0,2—9 m^3/min la o presiune de refulare de 6—10 kgf/cm^2.
- Agregate mobile și staționare, motocompresoare și electrocompresoare.



C 1

Compresor de aer

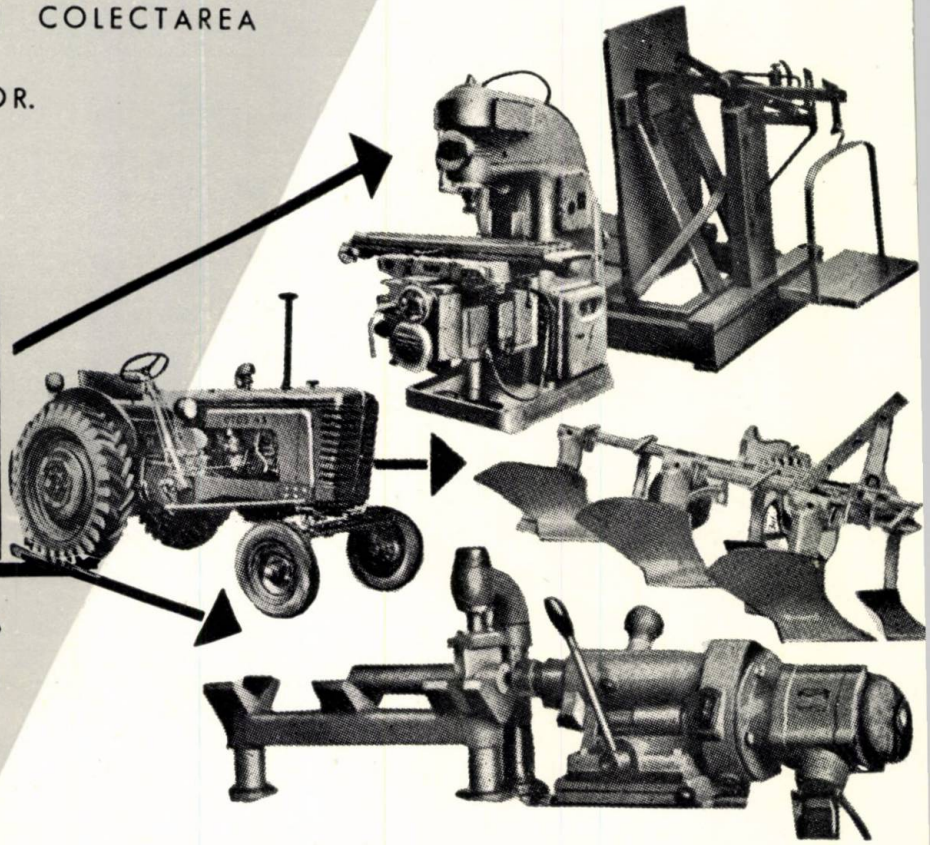


ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR I.C.M.

SPRIJINIȚI DEZVOLTAREA INDUSTRIEI SIDERURGICE ȘI REALIZAREA DE PRODUSE METALICE MAI MULTE, MAI BUNE ȘI MAI IEFTINE, PREDÎND DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI ÎN CANTITĂȚI CÎT MAI MARI, SORTATE CONFORM STAS, ÎNTREPRINDERII PENTRU COLECTAREA METALELOR.

I.C.M.

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR



OPERAGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁRES
MAGYAR TUDOMÁNYOS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVI, MARTIE 1964, Nr. 3

CUPRINS

* * *	**Din istoria fabricației de autocamioane în R. P. R.**	121—123
BÎLĂ, M.	**Aspecte tehnico-economice ale fabricației de autocamioane**	124—127
TRICĂ, GH. și DRĂGHICI, I.	**Influența maselor antrenate și a raportului de transmitere în procesul de cuplare, la cuplajele cu fricțiune**	127—133
GRÜNWALD, B.	**Influența rapoartelor mari de compresiune asupra economicității motoarelor cu aprindere prin scînteie**	134—137
UNTARU, M.	**Transmiterea căldurii și posibilitățile de creștere a puterii și economicității motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferențiate**	138—143
DUDIȚĂ, FL.	**Frecvențe proprii în transmisia automobilului**	143—150
JAKAB, I., TEODOSIU, C., RUGINĂ, I. și DUDIȚĂ, FL.	**Metodica cercetării experimentale a comportării dinamice a transmisiei autocamionului**	150—153
HILOHI, C.	**O metodă grafo-analitică pentru determinarea coeficientului de rezistență aerodinamică a automobilului**	153—155
SCHENKER, G. și IVĂNEANU, C.	**Motorul SR-211 și posibilitățile lui de perfecționare în viitor**	156—161
NICOLAE, CH.	**Tehnologii moderne în fabricația autocamioanelor „Steagul roșu"**	161—165
DOCUMENTARE		166—171
RECENZII		172—173

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academei R. P. R., și conf. ing. M. Soare.

Redactor: ing. E. Petrescu.

* * * **Din istoria fabricaţiei de autocamioane în R.P.R.**

Construcţia de Maşini 16 (1964) nr. 3. p. 121–123

CZ 629.114.4.003 (498)

Bilă, M. **Aspecte tehnico-economice ale fabricaţiei de autocamioane**

Se prezintă şi se analizează principalele aspecte tehnico-economice ale fabricaţiei de autocamioane în Uzinele „Steagul roşu"-Braşov, precizîndu-se concluzia situării fabricaţiei respective la nivelul tehnicii mondiale.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 124—127

CZ 629.113 : 621.825.54

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* : **Influenţa maselor antrenate şi a raportului de transmitere în procesul de cuplare, la cuplajele cu fricţiune.**

Se realizează o analiză completă a procesului de cuplare la cuplajele cu fricţiune determinîndu-se, pe baza condiţiilor optime de realizare a procesului şi în funcţie de parametrii dinamici ai autovehiculului, o metodă de calcul completă ţinînd seamă de solicitările reale.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 127–133

CZ 621.436

Grünwald, B. : **Influenţa rapoartelor mari de compresiune asupra economicităţii motoarelor cu aprindere prin scînteie.**

Se analizează influenţa factorilor termodinamici şi cinetico-chimici ce determină creşterea economicităţii în funcţie de creşterea raportului de compresiune la motorul cu aprindere prin scînteie, prezentîndu-se o serie de rezultate experimentale originale care demonstrează importanţa primordială a factorilor cinetico-chimici în cadrul fenomenului analizat.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 134–137

CZ 621.431.73–713.1 :629.113

Untaru, M. : **Transmiterea căldurii şi posibilităţile de creştere a puterii şi economicităţii motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferenţiate.**

Se prezintă o analiză critică a metodelor utilizate pentru determinarea pierderilor de căldură, evidenţiindu-se importanţa vitezei de trecere a amestecului prin orificiul supapei asupra turbulenţei şi implicit asupra răcirii şi conchizîndu-se asupra avantajelor oferite de răcirea diferenţiată în legătură cu creşterea indicilor tehnico-economici ai motorului.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 138–143

CZ 629.113 – 585.12

Dudiţă, Fl. : **Frecvenţe proprii în transmisia automobilului.**

Se realizează un studiu al vibraţiilor torsionale în transmisia automobilului, materializîndu-se concluziile în legătură cu frecvenţele proprii de rezonanţă prin analiza oscilogramelor experimentale respective, obţinute pe camionul SR-131.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 143–150

CZ 629.114.4 – 585.12.001.5

Jakab, I., Teodosiu, C., Rugină, I. şi *Dudiţă, Fl.* : **Metodica cercetării experimentale a comportării dinamice a transmisiei autocamionului.**

Se prezintă metodica şi aparatajul folosit pentru determinarea experimentală a valorii parametrilor dinamici ai transmisiei automobilului.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 150–153

CZ 629.113.07

Hilohi, C. : **O metodă grafo-analitică pentru determinarea coeficientului de rezistenţă aerodinamică a automobilului.**

În funcţie de interpretarea adecvată a ecuaţiei echilibrului dinamic al automobilului în timpul deplasării sale inerţionale, se precizează o metodă simplificată grafo-analitică care permite determinarea rapidă a coeficientului de rezistenţă aerodinamică,

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 153–155

CZ 621.431.73 :629.114.4 (09)

Schenker, G. şi *Ivăneanu, C.* : **Motorul SR-211 şi posibilităţile lui de perfecţionare în viitor.**

Se prezintă în mod amănunţit parametrii caracteristici constructivi şi funcţionali ai motorului SR-211 şi se analizează posibilităţile de ameliorare a performanţelor respective.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 156–161

CZ 629.114.4 (09)

Nicolae, Ch. : **Tehnologii moderne în fabricaţia autocamioanelor „Steagul roşu".**

Se realizează o trecere în revistă a aspectelor de tehnică nouă introduse în tehnologia de fabricaţie a autocamioanelor la Uzinele „Steagul roşu"-Braşov.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 3, p. 161–165

DIN NUMĂRUL VIITOR

TRICĂ, GH. şi DRĂGHICI, I. : **Cu privire la determinarea parametrilor roţilor dinţate din cutia de viteze a automobilului**

ILIESCU, C. : **Relaţii de calcul privind diametrele matriţelor şi poansoanelor ştanţelor de prelucrare la rece a tablelor**

MANOLACHE, M., LEIBOVICI, E., COJOCARU, E. şi POPA, I. : **Aspecte ale corodabilităţii oţelului naval 09G2 în regiunea sudurilor**

STAN, A. : **Unele probleme referitoare la posibilităţile actuale de amortizare a vibraţiilor**

BĂLĂNESCU. I. : **O nouă soluţie constructivă în domeniul macaralelor portal**

ENACHE, ŞT. şi OPREAN, A. : **Asupra unei metode pentru controlul variaţiei unghiurilor de aşezare şi de degajare la burghiele elicoidale**

FOLTEANU, S. şi CIOBOTARU, V. : **Încercări de sudare automată sub flux pe stand electromagnetic flexibil la Şantierul naval Galaţi.**

CREŢULESCU, C. : **Contribuţii la identificarea lubrifianţilor prescrişi pentru ungerea utilajelor din Vest.**

COSOROABĂ, V. : **Concepţia de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei în fabricaţia de motoare şi compresoare, la uzinele „Timpuri noi"**

PAVEL, A. : **Calculul la solicitări seismice al rezervoarelor cilindrice verticale încărcate cu lichid.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, raion T. Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.P.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.

Tiparul: I. P. „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti, c. 2067.

* * * **Aperçus sur l'histoire de la construction des camions-automobiles dans la R.P.R.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 121–123

CD 629.114.4.003 (498)

Bîlă, M.: **Aspects techniques et économiques de la construction des camions-automobiles..**

On présente et on analyse les principaux aspects techniques et économiques de la construction des camions-automobiles aux usines „Steagul roşu" — Braşov, en concluant que cette construction a atteint le niveau de la technique mondiale.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 124–127

CD 629.113 : 621.825.54

Trică, Gh. et *Drăghici, I.*: **L'analyse du processus de l'accouplement dans les accouplements à friction.**

On donne une analyse complète du processus de l'accouplement dans les accouplements à friction. En fonction des meilleures conditions nécessaires à la réalisation du processus, ainsi que des paramètres dynamiques du véhicule, on établit une méthode de calcul qui tient compte des sollicitations réelles.

Construcţia de Maş ni 16 (1964), no. 3, p. 127–133

CD 621.436

Grünwald, B.: **L'influence des grands rapports de compression sur le travail économique des moteurs à allumage par étincelle.**

On étudie les facteurs thermodynamiques et cinétiques-chimiques qui déterminent un bon travail économique du moteur à allumage par étincelle, en fonction de l'augmentation du rapport de compression, et on expose une série de résultats originaux qui démontrent l'importance primordiale qu'ont les facteurs cinétiques-chimiques dans le phénomène examiné.

Construcţia de Maş ni 16 (1964), no. 3, p. 134–137

CD 621.431.73 – 713.1 :629.113

Untaru, M.: **La transmission de la chaleur et les possibilités d'augmenter la puissance et le rendement du moteur de l'automobile par l'emploi du refroidissement différencié.**

On passe en revue les méthodes qui servent à la détermination des pertes de chaleur et on souligne l'importance qu'a la vitesse de passage du mélange par l'orifice de la soupape pour la turbulence et implicitement pour le refroidissement. On conclut en montrant les avantages du refroidissement différencié en ce qui concerne l'augmentation des indices techniques et économiques du moteur.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 138–143

CD 629·113 – 585.12

Dudiţă, Fl.: **Fréquences propres dans la transmission de l'automobile.**

L'auteur étudie les vibrations de torsion dans la transmission de l'automobile et donne des conclusions sur les fréquences propres de résonance, conclusions obtenues par l'analyse des oscillogrammes réalisés sur un camion-automobile SR—131.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 143–150

CD 629.114.4 – 585.12.001.5

Jakab, I., Teodosiu, C., Ruginǎ, I. et *Dudiţă. Fl.*: **La méthode de la recherche expérimentale sur le comportement dynamique de la transmission du camion-automobile.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 150–153

CD 629.113.07

Hilohi, C.: **Une méthode graphique et analytique pour établir le coefficient de résistance aérodynamique de l'automobile.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 153–155

CD 621.431.73 :629.114.4 (09)

Schenker, G. et *Ivăneanu, C.*: **Le moteur SR-211 et les possibilités de son perfectionnement.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 156–161

CD 629.114.4 (09)

Nicolae, Ch.: **Technologies modernes dans la construction des camions-automobiles „Steagul roşu".**

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 3, p. 161–165

*** **Исторический обзор производства грузовиков в РНР.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 121–123

ДК 629.114.4.003 (498)

Былэ, М.: **Техника и экономические аспекты производства грузовиков.**

Освещаются и анализируются основные технико-экономические аспекты производства грузовиков на Брашовском заводе „Стягул Рошу", причем делается вывод относительно положения соответствующего производства на уровне мировой техники.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 124–127

ДК 629.113 :621.825.54

Трикэ, Г. и *Дрэгич, И.*: **Анализ процесса включения фрикционных сцеплений.**

Проводится подробный анализ процесса включения фрикционных сцеплений, причем на основании оптимальных условий процесса и зависимости от динамических параметров автомашины разрабатывается полный расчетный метод с учетом фактических нагрузок.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 127–133

ДК 621.436

Грюнвальд, Б.: **Влияние значительных коэффициентов сжатия на экономичность двигателей с искровым зажиганием.**

Анализируется влияние термодинамических и кинетико-химических факторов, обусловливающих рост экономичности, в зависимости от увеличения коэффициента сжатия двигателя с искровым зажиганием. При этом приводится ряд оригинальных экспериментальных результатов, кдоказывающих первостепенное значение кинетико-химических факторов в рамках анализируемого явления.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 134–137

ДК 621.431.73 – 713.1 : 629.113

Унтару, М.: **Передача тепла и возможности повышения мощности и экономичности автомобильного двигателя, путем применения дифференцированного охлаждения.**

Проводится критический анализ методов применяемых для определения потерь тепла. Отмечается значение скоростей протока смеси через отверстие клапана для завихрения, а также для охлаждения. Указываются преимущества дифференцированного охлаждения в связи с повышением технико-экономических показателей двигателя.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 138–143

ДК 629.113 – 585.12

Дудицэ, Ф.: **Собственные частоты в автомобильной передаче.**

Проводится изучение вибраций кручения в автомобильной передаче. Делаются выводы в связи с собственными резонансными частоами при помощи анализа соответствующих экспериментальных осциллограмм, полученных на грузовике SR-131.

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 143–150

ДК 629.114.4 – 585.12.001.5

Якаб, И., Теодосиу, К., Руджина, И. и *Дудицэ, Ф.*: **Методика экеперимента́льного испытания динамического поведения трансмиссии грузовика.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 150–153

ДК 629.113.07

Хилохи, К.: **Графоаналитический метод определения коэффициента аэродинамической прочности автомобиля.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 153–155

ДК 621.431.73 :629.114.4 (09)

Шенкер, Г. и *Ивэняну, К.*: **Двигатель SR—211 и возможности его дальнейшего усовершенствования.**

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 156–161

ДК 629.114.4 (09)

Николае, К.: **Современная технология производства грузовиков марки „Стягул Рошу".**

Construcţia de Maşini 16 (1964), № 3, стр. 161–165

* * * **From the history of lorry production in the R.P.R.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 121–123

DC 629.114.4.003 (498)

Bîlă, M. : **Technical and economic aspects connected with lorry production.**

After describing and analysing the main technical and economic aspects of lorry production at the ,,Steagul Roșu'' plant in Brașov, the author concludes that the technical level reached by this plant meets the requirements of world technics.

Construcția de Mașini 16 (1964), ns. 3, p. 124–127

DC 629.113 : 621.825.54

Trică, Gh. and *Drăghici, I.* : **The analysis of the coupling process in friction couplings.**

The coupling process in friction couplings is discussed in detail and a complete calculation method taking into account the actual strains has been worked out on the basis of optimum conditions for the development of the process and according to the dynamic parameters of the autovehicle.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 127–133

DC 621.436

Grünwald, B. : **The influence of the high compression ratio on the economic efficiency of spark ignition engines.**

After analysing the influence of the thermodynamic, kinetic and chemical factors which determine the increase of the compression ratio in spark ignition engines, one presents a series of original experimental results demonstrating the paramount importance of the kinetic and chemical factors within the framework of the analysed phenomenon.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 134–137

DC 621.431.73 – 713.1 :629.113

Untaru, M. : **The heat transmission and the possibilities of increasing the power and economic efficiency of car engines by means of differential cooling.**

A critical analysis of the methods used to determine the heat losses is presented emphasizing the importance of the speed at which the mixture passes through the valve orifice and its influence on turbulence and implicitely on cooling. The advantages offered by the differential cooling in improving the technical and economic indexes of the engine are pointed out in conclusion.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 138–143

DC 629.113 – 585.12

Dudiță, Fl. : **Natural frequencies in car transmissions.**

Torsional oscillations in car transmissions have been studied and some conclusions concerning the natural resonance frequencies have been drawn on the basis of the analysis of experimental oscillograms obtained with the SR—131 lorry.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 143–150

DC 629.114.4 – 585.12.001.5

Jakab, I., Teodosiu, C., Rugină, I. and *Dudiță Fl.* : **The experimental investigation method of the dynamic behaviour of lorry transmissions**

One presents the methods and apparatus used for experimentally determining the value of the dynamic parameters of lorry transmissions.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 150–153

DC 629.113.07

Hilohi, C. : **A graphic-analytical method for determining the aerodynamic resistance coefficient in cars.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 153–155

DC 621.431.73 :629.114.4 (09)

Schenker, G. and *Ivăneanu, C.* : **The SR-211 engine and its possible future improvement.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr.3, p. 156–161

DC 629.114.4 (09)

Nicolae, Ch. : **Modern technologies in manufacturing the ,,Steagul Roșu'' lorries.**

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 3, p. 161–165

* * * **Aus der Geschichte der LKW-Herstellung in RVR.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 121–123

DK 629.114.4.003 (498)

Bîlă, M. : **Technisch-wirtschaftliche Aspekte des LKW-Baus.**

Der Verfasser erörtert und analysiert die hauptsächlichen Aspekte des LKW-Baus in den ,,Steagul -Roșu''-Werken in Brașov, wobei die Schlussfolgerung gezogen wird, dass dieser Bau dem Niveau der Welttechnik entspricht.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 124–127

DK 629.113 :621.825.54

Trică, Gh. und *Drăghici, I.* : **Die Analyse des Kupplungsprozesses bei Reibungskupplungen.**

Es wird eine vollständige Analyse des Kupplungsprozesses bei Reibungskupplungen vorgenommen und auf Grund der optimalen Ausführbedingungen dieses Prozesses und im Verhältnis zu den dynamischen Parametern des Kraftfahrzeugs eine vollständige Berechnungsmethode im Anbetracht der realen Belastungen ermittelt.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 127–133

DK 621.436

Grünwald, B. : **Der Einfluss der grossen Kompressionsbeziehungen auf die Wirtschaftlichkeit der Ottomotoren.**

Es wird der Einfluss der thermodynamischen und kinetisch-chemischen Faktoren analysiert, die im Verhältnis zur Steigerung der Kompressionsbeziehung des Ottomotors eine Steigerung der Wirtschaftlichkeit bestimmen. Gleichzeitig werden eine Reihe neuartiger Versuchsergebnisse dargelegt, die die erstrangige Bedeutung der kinetisch-chemischen Faktoren im Rahmen der analysierten Erscheinung unter Beweis stellen.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 134–137

DK 621.431.73 – 713.1 : 629.113

Untaru, M. : **Wärmeübertragung und Möglichkeiten einer Steigerung der Kraft und Wirtschaftlichkeit des Kraftwagenmotors durch die Anwendung der differentiellen Kühlung.**

Der Verfasser analysiert in kritischer Weise die Verfahren zur Bestimmung des Wärmeverlustes und unterstreicht die Bedeutung der Durchströmgeschwindigkeit des Gemisches durch die Ventilöffnung auf die Wirbelbildung und damit auf die Kühlung. Abschliessend weist er auf die Vorteile einer differentiellen Kühlung hinsichtlich einer Steigerung der technisch -wirtschaftlichen Kenndaten des Motors hin.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 138–143

DK 629.113 – 585.12

Dudiță, Fl.: **Eigenfrequenzen im Kraftwagengetriebe.**

Der Aufsatz enthält ein Studium der Torsionsschwingungen im Kraftwagengetriebe und eine Darlegung der Schlussfolgerung im Zusammenhang mit der Eigenschwingungen durch die Analyse der beim Lastkraftwagen SR-131 ermittelten Versuchsoszillogramme.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 143–150

DK 629.114.4 – 585.12.001.5

Jakab, I., Teodosiu, C., Rugină, I. und *Dudiță, Fl.* : **Methodik der experimentellen Untersuchung des dynamischen Verhaltens des LKW-Getriebes.**

Es wird die Methodik und die Apparatur für die experimentelle Bestimmung des Werts der dynamischen Parameter der Kraftwagengetriebe dargelegt.

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 150–153

DK 629.113.07

Hilohi, C. : **Ein dynamisch-analytisches Verfahren zur Bestimmung aerodynamischen Widerstandskoeffizienten des Kraftwagens.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 153–155

DK 621.431.73 : 629.114.4(09)

Schenker, G. und *Ivănescu, C.* : **Der SR-211-Motor und dessen zukünftige Verbesserungsmöglichkeiten.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 156–161

DK 629.114.4(09)

Nicolae, Ch. : **Moderne Technologien beim Bau der ,,Steagul Roșu'' — Lastkraftwagen.**

Construcția de Mașini 16 (1964), H. 3, S. 161–165

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVI, MARTIE 1964, Nr. 3

Z 629.114.4(498)

Din istoria fabricației de autocamioane în R.P.R.

Intocmind programul construcției socialiste, Partidul Muncitoresc Romîn a concentrat principalele eforturi ale poporului spre crearea și dezvoltarea bazei tehnico-materiale, prin industrializarea țării, prin creșterea cu precădere a industriei grele, cu ramura sa principală — construcția de mașini.

Dezvoltarea multilaterală și în ritm rapid a economiei naționale a determinat intensificarea, sporirea volumului circulației bunurilor și implicit dezvoltarea transportului de mărfuri și pasageri. Transportul rutier care ocupă un loc de seamă în ansamblul transporturilor a căpătat o extindere rapidă. Aceasta a determinat sporirea parcului de mijloace de transport auto, în cadrul industriei construcțiilor de mașini creîndu-se o nouă subramură — industria constructoare de autovehicule.

Sarcina de a construi autocamioane a fost încredințată uzinei „Steagul roșu" din Brașov, care de curînd a împlinit 10 ani de activitate în acest domeniu. Pînă în anul 1944 în această uzină se fabrica armament, iar în perioada 1945—1954, uzina trecuse succesiv prin numeroase schimbări de profil: reparații și construcții de vagoane cisterne și de marfă, fabricație de mașini-unelte în serii reduse, utilaj petrolier, rulmenți și altele, în general produse de serie mică și tehnicitate nu prea ridicată (excepție făcînd rulmenții).

Cu toate acestea, în anul 1953 colectivul uzinei a primit cu entuziasm sarcina de a fabrica autocamioane pornind cu hotărîre la rezolvarea întregului complex de probleme noi tehnice și organizatorice pe care le ridica în fața uzinei această sarcină.

La nu mai puțin de un an de la apariția hotărîrii trecerii la fabricația de autocamioane, la 9 aprilie 1954, colectivul uzinei realizează și prezintă seria zero de autocamioane, după modelul ZIL-150: un vehicul de 4 t, sarcină utilă, prevăzut cu un motor cu benzină în 4 timpi, cu 6 cilindri în linie, dezvoltînd o putere de 90 CP.

Realizarea acestui model a însemnat pentru uzina „Steagul roșu" la timpul său un mare progres, în primul rînd din punct de vedere tehnologic și al pregătirii fabricației, apoi din punct de vedere organizatoric și în fine pentru formarea cadrelor tehnice de conducere și execuție, progres care s-a extins contribuind la ridicarea nivelului tehnic atît în uzina „Steagul roșu", cît și în toate uzinele colaboratoare angrenate în fabricarea acestui produs complex. Folosindu-se structura autocamioanelor SR-101, s-au realizat o serie de autovehicule derivate, dintre care cel mai important este autocamionul basculant SR-109, care a adus o contribuție hotărîtoare în avîntul deosebit al industriei construcțiilor și materialelor de construcții din țara noastră. Amintim de asemenea dubele izoterme, automacaralele, autocisternele, seria de vehicule de salubritate pentru gospodăriile comunale, precum și autobuzele TV1, TV2 și troleibuzele TV2E care aveau în construcția lor multe repere și ansambluri ale autocamionului SR-101.

In acțiunea de mare amploare a organizării fabricației de autocamioane în țară, o contribuție determinantă au avut-o întreprinderile colaboratoare, al căror număr a oscilat în jurul cifrei de 40. Problemele de multe ori dificile de tehnică nouă ridicate de fabricația de autocamioane au dus la reorganizarea și reprofilarea multora dintre aceste întreprinderi, ca: Uzina de piese auto Colibași, Electroprecizia Săcele etc.

Dintre întreprinderile colaboratoare, un aport însemnat l-au dat marile întreprinderi siderurgice — Combinatul siderurgic Hunedoara, Combinatul siderurgic Reșița și Uzinele Industria sîrmei Cîmpia Turzii, unde, pe lîngă livrările masive de oțeluri obișnuite, au fost create noi tipuri de oțeluri de înaltă calitate, specifice producției de motoare și autovehicule, materiale care s-au fabricat cu această ocazie pentru prima dată în țară.

Evoluția producției de autocamioane SR-101 s-a desfășurat rapid și, ca o consecință a perfecționării pregătirii tehnologice și a organizării, o dată cu creșterea de la an la an a producției, au evoluat favorabil manopera specifică și prețul de cost.

In fabricația autocamionului SR-101, uzina „Steagul roșu" a obținut rezultate bune, reușind să producă un fabricat robust și bine pus la punct.

Cantitățile suficiente de piese de schimb fabricate, cunoașterea în amănunt a caracteristicilor sale funcționale, precum și utilizarea corectă a camionului de către personalul de deservire, s-au adăugat la factorii tehnici și au făcut ca rezultatele, în exploatarea pe plan republican, să fie mulțumitoare. Cu toate acestea, avînd în vedere că autocamionul SR-101 era depășit de nivelul actual al tehnicii, unii din parametrii săi fiind cu mult sub nivelul întîlnit în fabricația mondială de autocamioane, problema schimbării tipului de autocamion a devenit necesară.

Pe de altă parte, în parcul de autocamioane al R.P.R., dotat aproape exclusiv cu autocamioanele de 4 t, se simțea și necesitatea unui camion cu sarcină utilă de 3 t, a cărui capacitate să fie mai bine utilizată în cazul transporturilor de tonaj mai redus. Asimilarea în producție a unor noi tipuri de autocamioane, cu parametri la nivelul tehnicii mondiale, a devenit astfel o necesitate imperioasă pentru țara noastră și s-a impus o accentuare a preocupărilor în această direcție.

Studiile tehnice amănunțite și încercările prototipurilor unor motoare îmbunătățite au confirmat că linia justă în realizarea unui motor cu benzină, de putere mijlocie, pentru parcul nostru de autovehicule din această clasă, este abandonarea vechiului motor cu 6 cilindri în linie și asimilarea unui motor mai compact cu 8 cilindri în V. De asemenea, analiza amănunțită a tuturor organelor autocamionului SR-101 a dus la concluzia că trebuie să se treacă la proiectarea integrală a unor noi tipuri cu parametri ridicați și cu o formă exterioară mult îmbunătățită, corespunzătoare tendințelor moderne.

Studiile întocmite pe baza hotărîrii conducerii superioare de partid și de stat cu privire la elaborarea liniei de dezvoltare a industriei de autovehicule în R.P.R. au dus la recomandarea realizării a două tipuri de autocamioane de 3 t și 5 t sarcină utilă, precum și la fabricarea unui motor unic cu 8 cilindri în V, care să echipeze atît ambele tipuri de autocamioane, cît și noile tipuri de autobuze ce urmau să se execute de către uzina „Autobuzul" București. In elaborarea proiectelor acestor noi construcții s-a ținut seamă de orientarea tendinței actuale și de perspectivă, remarcată în industria principalelor țări constructoare de autovehicule, astfel încît produsele să-și poată menține timp cît mai îndelungat un nivel tehnic ridicat.

Motorul V8 SR-211, autocamioanele „Carpați" SR-131 și SR-132, autocamioanele „Bucegi" SR-113, dezvoltate în baza acestor studii și proiecte, realizează dezideratele puse în fața constructorilor de autovehicule din țară noastră, reprezentînd cu cinste tînăra noastră industrie de autovehicule, alături de realizările unor țări cu industrie dezvoltată și cu tradiție îndelungată în acest domeniu.

Incepute în anul 1959, proiectarea și asimilarea fabricației motorului SR-211 și a seriei de noi autocamioane au însemnat o perioadă de serioasă încercare a capacității tehnice a inginerilor, tehnicienilor și muncitorilor industriei noastre de autovehicule, care s-au dovedit și de această dată la înălțimea sarcinilor și posibilităților create de regimul nostru democrat popular. Atît construcția prototipurilor, cît și încercarea lor, s-au efectuat în cele mai variate condiții de exploatare din țara noastră, concluziile omologărilor contribuind la îmbunătățirea construcției propriu-zise, în vederea unei mai bune adaptări a lor la condițiile de utilizare.

Paralel s-a proiectat tehnologia de fabricație prin luarea în considerare a celor mai productive utilaje ce puteau fi procurate, iar atunci cînd unele mașini-unelte nu s-au putut obține, s-a trecut la proiectarea și executarea lor chiar în uzină.

Trebuie remarcată în mod deosebit pregătirea tehnologiei din secția cabine și capotaje, prin trecerea de la o execuție semimeșteșugărească, la o fabricație bazată exclusiv pe piese presate, asamblate prin mașini de sudat, utilizînd gabarite și dispozitive complexe de montaj. Aceste operații au acum același nivel tehnic ca și fabricația și asamblarea pieselor prelucrate prin așchiere. In aceste condiții, gradul de utilare a autocamionului SR-131, primul intrat în fabricație din seria noilor produse, reprezintă 10,23 SDV-uri/reper specific, față de 8,22 cît se realizase la sfîrșitul perioadei de fabricație a autocamionului SR-101.

Dintre problemele tehnologice de anvergură rezolvate pentru fabricația noilor autocamioane se amintesc doar cîteva, cum ar fi : arbore cotit din fontă cu grafit nodular și cu adaosuri minime de prelucrare ; arbore cu came turnat din fontă aliată cu structură ledeburitică orientată pe came ; forjarea de precizie a unor repere importante de motor și șasiu ; ambutisări de piese mari din tablă pentru caroserii, cum și scule de ambutisare de dimensiuni mari ; asamblarea precisă a pieselor de tablă din construcția cabinei ; vopsirea capotajelor și cabinei în condiții excepționale de calitate și altele.

Eforturi serioase s-au depus și pentru dezvoltarea și reorganizarea uzinei „Steagul roșu", ca urmare a tehnologiei impuse de noile produse și de capacitatea de producție necesară. Plecîndu-se de la o concepție unitară în amenajarea uzinei, s-au reorganizat și reutilat din mers, fără încetarea fabricației, majoritatea secțiilor de producție, creîndu-se de asemenea unele sectoare complet noi (de exemplu,

motor V8, presaj, montaj cabine, vopsitorie, montaj general etc.). Pentru creșterea productivității muncii și a calității s-au înlocuit mașinile și utilajele universale, cu utilaje specializate sau linii de transfer automatizate (bloc, chiulasă), mecanizîndu-se transporturile interne prin proiectarea și executarea de conveioare, benzi transportoare, transportoare suspendate monoșine etc. S-au creat,de asemenea, linii de flux tehnologic individual, pe repere, sau colective pentru repere asemănătoare, montajele parțiale și montajul general executîndu-se în tacte pe conveioare speciale cu deplasare intermitentă. Aceasta a impus o respectare foarte severă a ritmului de lucru al întregii uzine, precum și o ritmicitate îmbunătățită a aprovizionării cu materiale și agregate de la colaboratori.

In concluzie, trebuie să remarcăm în mod deosebit faptul că trecerea de la vechiul tip de camion la noile modele reprezintă un salt de aproximativ 20 de ani, salt pe care industria noastră de automobile l-a efectuat într-un timp foarte scurt. Aceasta explică în măsură suficientă marile eforturi care au fost necesare.

Este sigur că tehnicitatea noului produs ridică probleme noi și în domeniul exploatării, unde conducătorii auto, mecanicii auto de întreținere și conducerile unităților de transport întregesc efortul colectiv depus de uzinele „Steagul roșu" și de întreprinderile colaboratoare în asimilarea noilor modele de autocamioane, prin cunoașterea caracteristicilor lor și folosirea rațională a acestora în concordanță cu performanțele pe care le pot realiza.

Prin realizările obținute pînă în prezent, uzinele din industria de automobile a țării noastre se situează pe linia sarcinilor trasate de Congresul al III-lea al P.M.R. privind îmbunătățirea continuă a calității produselor și a perfecționării acestora. Colectivul uzinei „Steagul roșu", pion de bază al industriei noastre de autovehicule, alături de toate celelalte întreprinderi, depune în continuare eforturi susținute pentru construirea celorlalte tipuri de autocamioane, care să asigure în cea mai mare măsură necesarul economiei naționale în domeniul transporturilor la un nivel comparabil cu cele mai bune realizări ale tehnicii mondiale. Succesele de pînă acum arată că și în viitor constructorii de autovehicule din țara noastră vor realiza cu cinste sarcinile ce le vor sta în față.

CZ 629.114.4.003(498)

Aspecte tehnico-economice ale fabricației de autocamioane

Ing. MIRCEA BÎLĂ

Aplicînd în mod consecvent și creator politica marxist-leninistă de industrializare socialistă a țării, conducerea partidului și a statului nostru a acordat și acordă o atenție deosebită fabricației de autocamioane.

Uzinele „Steagul roșu", proiectate inițial pentru fabricația de vagoane, au executat — după anul 1945 — produse de o nomenclatură foarte variată, în serii mici sau unicate. Aceste produse au avut o importanță deosebită în industrializarea țării noastre și au constituit totodată o dovadă a capacității tehnice a muncitorilor, inginerilor și tehnicienilor noștri.

În anii 1953—1954, ca urmare a sarcinilor trasate de conducerea partidului și a statului, s-au început pregătirea și fabricația autocamionului de 4 t capacitate, tip SR-101, echipat cu motor de 6 cilindri în linie, după modelul ZIL-150.

Dacă se iau în considerare mărimea parcului de autocamioane din 1954, cum și necesitățile mereu crescînde ale transporturilor, ale evoluției rapide a mecanizării agriculturii, este evident că trecerea la fabricația de autocamioane în țară a reprezentat o necesitate imperioasă a economiei naționale.

Fabricarea de autocamioane SR-101 a însemnat o etapă importantă în dezvoltarea uzinei, deoarece a marcat trecerea de la o fabricație variată la o fabricație de serie, ceea ce a dus la dezvoltarea multor compartimente conexe ale industriei naționale. Dezvoltarea fabricației de autocamioane a determinat dezvoltarea unui număr și mai important de întreprinderi care colaborează la fabricația acestora.

Dacă pe plan republican fabricația de autocamioane a afectat unele compartimente ale industriei noastre, pe plan uzinal ea a dus la schimbări radicale.

Începînd cu anul 1954, s-a schimbat radical stilul de muncă, deoarece la o fabricație de unicate pregătirea necesară reprezintă un strict minimal, problemele de corectă asamblare putîndu-se rezolva prin ajustări la montaj; în schimb la o fabricație de serie pregătirea minuțioasă a fabricației impune o tehnologie precisă, un volum impresionant de scule, dispozitive și verificatoare, o organizare în flux a procesului de producție și o activitate ritmică.

Primul autocamion fabricat în serie în țară — autocamionul SR-101 — a reprezentat însușirea fabricației unui model existent. Noile camioane asimilate recent — SR-131 de 3 t, SR-113 de 5 t—echipate cu motoare V8 și derivatele lor reprezintă produse originale.

Concepția tehnică a acestor produse, a tehnologiei de aplicat și drept urmare a organizării uzinei, a necesitat pregătirea și formarea a numeroase și diverse cadre de specialitate.

Tehnica aplicată în producția de autocamioane a prezentat un prim salt calitativ, începînd din anul 1954, prin trecerea de la o fabricație de unicate la o fabricație de serie, urmat de o dezvoltare continuă pînă în anul 1962, an în care s-a produs un al doilea important salt calitativ, marcat de asimilarea fabricației noilor autocamioane, de concepție românească, salt continuat printr-o nouă curbă de dezvoltare continuă.

Elementele structurale principale aduse în tehnologia uzinei în fabricația de autocamioane sînt următoarele:

— creșterea neîncetată, cu un salt la începutul fabricației noilor autocamioane, a execuției și dotării cu mașini speciale și specializate în raport cu totalul utilajelor;

— sporirea continuă a gradului de mecanizare și automatizare a executării operațiilor productive, a asamblărilor și a transporturilor interne;

— orientarea fabricației, an de an, spre lucrul în flux;

— dezvoltarea profilării și specializării întreprinderilor colaboratoare;

— introducerea și întrebuințarea pe scară largă de procedee tehnologice avansate;

— aplicarea în producție a rezultatelor cercetărilor tehnico-științifice.

Pentru asigurarea fabricației cu utilaje speciale și specializate în cadrul uzinei, s-a dezvoltat un important compartiment de concepție și execuție a unor utilaje complexe, ceea ce a permis reducerea substanțială a importurilor de utilaje.

Acest compartiment a ajutat la dotarea nu numai a uzinelor „Steagul roșu", ci și a altor uzine.

Dintre realizările cele mai de seamă ale acestui compartiment sînt liniile cu secțiuni automatizate pentru prelucrarea blocului și chiulasei motorului V8. Aceste linii permit atingerea unei producții de 45 000 seturi/an, prin urmare dau posibilitate fabricației de motoare să se dezvolte spre această capacitate, asigurînd în perspectivă producția celor două repere.

Procentul de mașini speciale va atinge în viitorul apropiat, la secția șasiu, 30%, iar la secția motor, 50% din totalul mașinilor așchietoare.

Mecanizarea joacă un rol hotărîtor în tehnologia autocamionului, fiind unul dintre factorii cei mai importanți ca efect economic și de productivitate.

La sectoarele calde mecanizarea a cuprins pe rînd diferitele compartimente : formarea, miezuirea, turnarea pe conveier.

Într-un viitor apropiat se va instala la turnătoria de fontă o instalație specială, mecanizată, pentru producerea formelor și miezurilor în cutii calde, pentru chiulasă și colectorul de admisie.

La sectoarele reci au intervenit direct în procesul de producție mari mecanizări, evidențiindu-se, în special, asamblarea pieselor de tablă ale cabinei, care se face în întregime mecanizat în dispozitive sau gabarite sau pe conveier. Sculele de sudat sînt suspendate de un schelet metalic care acoperă întreaga secție, iar diferitele depozite, gabarite și utilaje sînt dispuse sub acest schelet metalic, astfel încît să asigure un flux fără întoarceri al pieselor și ansamblurilor spre secția de vopsire și spre montajul general.

Vopsirea pieselor și a ansamblurilor are loc în instalații speciale, mecanizate, în care se aplică fie procedeele clasice de vopsire (cabina, piese și ansambluri de capotaj), fie vopsirea în cîmp electrostatic (rama șasiului, piesele de roți).

Montajul general se face, pe conveier, în tacte.

O caracteristică a montajului noilor camioane este utilizarea pieselor și a ansamblurilor gata vopsite la montajul general, neexecutîndu-se operații de vopsire.

Pentru transportul intern al pieselor se folosește, în afara grinzilor rulante, a rolgangurilor, a ridicătoarelor, o importantă rețea de conveiere suspendate. Astfel, la secția montaj general ramele șasiu și motoarele sînt transportate de conveiere, de la secțiile ce le produc.

Cel mai lung conveier suspendat din uzină (1 600 m lungime și circa 2 000 de cărucioare), care este în curs de execuție, va transporta piesele de tablă de la secția presaj la secția montaj caroserii, aceste secții fiind situate în două corpuri de clădiri diferite.

De la începutul fabricației autocamionului, un număr tot mai mare de repere și operații au fost introduse în linii de fabricație în flux.

Astfel se folosesc linii individuale, pentru reperele importante sau caracteristice (cum ar fi, de exemplu : arborele motor sau butucii), și linii colective pentru repere care au asemănare în prelucrare.

Tendința este ca, pe măsura creșterii volumului de producție, liniile colective cu tehnologie de grup să fie desfăcute și înlocuite progresiv cu linii individuale.

Un sector la care s-a introdus pentru prima oară în țară lucrul în flux este secția de presaj.

În această secție presele mari și mijlocii nu sînt așezate pe fundații individuale, ci pe canale — fundații, prin intermediul unor rame metalice, ceea ce permite ca presele să poată fi mutate pe canalul fundației relativ ușor, putîndu-se astfel efectua modificări ulterioare în succesiunea operațiilor sau chiar schimbarea esențială a fluxului, ceea ce nu ar fi fost posibil dacă presele ar fi fost montate pe fundații individuale, după sistemul clasic.

Pentru a asigura calitatea și precizia cerută diferitelor repere, cum și pentru a se reduce consumul de materiale și manoperă, s-au introdus în decursul fabricației procedee tehnologice moderne.

La sectoarele calde, în afară de aplicarea pe scară largă a turnării de precizie în forme coji de bachelită sau modele ușor fuzibile și elaborarea de repere din fontă nodulară (de exemplu arborele cotit), trebuie notată forjarea și matrițarea unor repere importante pe mașini de forjat moderne.

Condițiile tehnice privind precizia dimensională și toleranțele la greutatea pieselor matrițate, la unele repere ca : biela, capacul bielei, furcile cardanice etc., care nu mai puteau fi realizate în mod riguros în cazul matrițării pe ciocane matrițoare, au determinat uzina să tindă spre înlocuirea treptată a utilajelor de tip clasic, cu maxiprese, și introducerea matrițării verticale pe mașini de forjat de precizie. În etapa actuală de fabricație, biela motorului V8 va fi executată pe o maxipresă de 1 000 t, cu o preliminară repartizare a materialului prin trecerea printr-un valț de forjare.

Se poate remarca, ca deosebit de modern, procedeul de vopsire aplicat cabinelor și pieselor de capotaj în noile instalații, care permite o reglare automată a temperaturilor de uscare, iar pentru grunduirea efectuată prin împroșcare cu vopsele solubile în apă, reglarea și controlul automat al temperaturilor și viscozităților. Aceasta duce la limitarea consumului de materiale la strictul necesar și la realizarea unei calități superioare a peliculelor de vopsea, deci și a unei calități superioare a finisajului autocamionului.

Aplicarea procedeului de vopsire în cîmp electrostatic la rama șasiului și la roți permite o reducere a consumului de vopsea, față de procedeul clasic prin șprițuire, de aproximativ 70%.

Restructurarea uzinei pentru fabricația de autocamioane și îmbunătățirea continuă a organizării tehnice pe parcurs, ameliorarea constructivă a autocamionului de tip vechi SR-101, trecerea la producția unor tipuri moderne de autocamioane, aplicarea unei tehnologii cu un nivel din ce în ce mai ridicat, introducerea de procedee tehnice moderne, toate acestea sînt elemente care se reflectă în latura economică a fabricației.

Un element important care intervine în principalii indicatori este consumul de muncă. Se dă mai jos evoluția consumului de muncă pentru autocamionul SR-101, în intervalul 1954—1962.

Anul:	1954	1955	1956	1957	1958	1959	1960	1961	1962	1963
Manopera față de anul 1954, %:	100	58	39,4	32	12,7	12,2	10,7	10	8,8	7,98

Manopera pentru camionul de 3 t SR-131 este următoarea:

Anul:	1962	1963	1964	în regim
Manopera față de anul 1962, %:	100	75,5	70	52,2

Prin perioada de regim se consideră realizarea fizică a etapei proiectate în întreg ansamblul.

Saltul calitativ făcut în tehnologia noului autocamion SR-131, produs mai complex decît tipul SR-101, se constată și comparînd manopera de execuție a camionului SR-131 care, după un an de fabricație, este inferioară aceleia realizate la autocamionul SR-101 în anul 1960, după 7 ani de fabricație continuă.

De asemenea se vede că între consumul de manoperă după 1 an de fabricație a autocamioanelor SR-131 și consumul, în situația de regim, este un decalaj de numai 25%, pe cînd la vechiul camion acest decalaj a fost de aproximativ 85%, ceea ce reflectă condițiile net superioare de pregătire și nivelul tehnologic aplicat de la început în fabricarea noului autocamion.

În cadrul fabricației autocamionului SR-101, la uzinele „Steagul roșu" au fost obținute succese apreciabile în reducerea prețului de cost, el reprezentînd un indice calitativ de maximă importanță care reflectă în cel mai înalt grad activitatea de producție a întreprinderii.

Iată evoluția acestui indice economic în procente față de anul 1954, în intervalul 1954—1962:

1954	1955	1956	1957	1958	1959	1960	1961	1962
100	72,5	52,8	46,4	44,7	34,1	31,0	30,1	29,4

Reducerea obținută în anul 1962 se bazează pe reducerea concomitentă a tuturor elementelor prețului de cost, atît la uzinele „Steagul roșu", cît și la colaboratori.

Prețul de cost pentru autocamionul SR-131 se reprezintă, în % față de 1962, astfel:

1962	1963	în regim
100	84,8	56,5

Și în prețul de cost se reflectă saltul tehnologic și gradul de dotare realizat în fabricația noului autocamion, deoarece prețul de cost în situația de regim va reprezenta 66,3% din prețul de cost al anului 1963, pe cînd pentru autocamionul vechi SR-101 prețul de cost în regim a fost de 40,5%, față de cel din anul 1955.

Producția globală, productivitatea muncii și cîștigul mediu, în intervalul considerat, se prezintă astfel:

Anul:	1955	1956	1957	1958	1959	1960	1961	1962	1963	1964
Producția globală:	100	159,1	183,9	219,2	276,1	315,8	366,9	322,9	476,7	590,5
Productivitatea muncii:	100	126,7	156,4	195,5	225,1	246,0	281,4	228,5	311,4	357,1
Cîștigul mediu:	100	100	101,3	114,9	117,3	128,1	139,6	144,4	161,8	169,9	167,1

Mergînd pe linia trasată prin documentele de partid care prevăd ca sporul de productivitate să se facă în cea mai mare parte pe seama creșterii productivității muncii, la uzinele „Steagul roșu" s-au obținut rezultate satisfăcătoare. De exemplu: sporul de producție realizat în anul 1961 față de anul 1955 s-a bazat, în proporție de 88,4%, pe seama creșterii productivității muncii.

Comparînd cifrele din anii 1963 și 1964 cu cele din anii 1961 și 1962 apare și de data aceasta evoluția economică favorabilă realizată prin asimilarea noilor tipuri de autocamioane față de tipul vechi, ca urmare a soluțiilor constructive, tehnologice și de organizare a fabricației adoptate.

Producția de autocamioane ilustrează în cel mai înalt grad aplicarea, sub toate formele, a principiului cooperării, neputîndu-se izola activitatea uzinelor „Steagul roșu" de activitatea altor întreprinderi care își aduc contribuția în realizarea acestui produs.

Prin profilarea și specializarea întreprinderilor se pot concentra mai bine eforturile pentru introducerea tehnicii noi, se pot lua măsurile necesare pentru reducerea prețului de cost al produselor.

În prezent, uzinele „Steagul roșu" colaborează, la fabricația autocamioanelor, cu peste 40 întreprinderi. S-a ajuns astfel ca efortul propriu al uzinelor „Steagul roșu" în producerea autocamionului să reprezinte valoric circa 55%.

Această proporție corespunde prețului actual al autocamionului SR-131, cînd nivelul materialelor proprii, al salariilor și al pierderilor, reprezintă valori ridicate, inerente începutului de fabricație.

O situație similară s-a petrecut și la autocamionul SR-101, cînd, în primul an de fabricație

(1954) elementele de efort propriu al uzinei reprezentau în prețul autocamionului circa 55%, iar la sfîrșitul fabricației din 1962, ele au reprezentat 43%.

Localitatea cu cele mai multe întreprinderi care colaborează la fabricația autocamionului este Bucureștiul, cu 14 întreprinderi, urmat de Brașov, cu 10 întreprinderi și Timișoara, cu 4 întreprinderi.

Din analiza datelor generale expuse reiese că fabricația de autocamioane, în special a noilor tipuri, pe lîngă faptul că răspunde unor necesități importante ale economiei naționale, va duce — în situația de regim — la realizarea unor indicatori tehnico-economici care, împreună cu calitatea și performanțele autocamioanelor produse, vor permite situarea acestei fabricații, din toate punctele de vedere, la nivelul tehnicii mondiale.

CZ 629.113: 621.825.54

Influența maselor antrenate și a raportului de transmitere în procesul de cuplare, la cuplajele cu fricțiune

Ing. GH. TRICĂ și ing. I. DRĂGHICI

Pentru calculul ambreiajelor cu fricțiune se pornește de la ecuația echilibrului static, scriind că momentul de frecare al cuplajului este egal cu momentul motor multiplicat cu un coeficient supraunitar.

Această metodă de calcul permite ca numai întîmplător să se poată ajunge la o soluție corectă.

Deficiențele calculului sînt corectate prin modificări constructive și dimensionale, în funcție de rezultatele ce se obțin la experimentarea autovehiculelor.

În cele ce urmează se stabilește o metodă care, ținînd seamă de caracteristicile procesului de cuplare, stabilește valorile optime ale raportului de transmitere și valorile sarcinilor de calcul din punct de vedere mecanic și termic.

Procedînd astfel se evită supradimensionarea ambreiajului, datorită alegerii unui raport de transmitere diferit de cel optim, ca și cheltuielile suplimentare de fabricație.

1. *Condițiile de funcționare*

Din figura 1 rezultă:

$$\Sigma M = 0 \quad M_1 - J_1 \varepsilon_1 = M_2 + J_2 \varepsilon_2 ;$$

$$\Sigma E = 0 \quad M_1 \omega_1 - M_2 \omega_2 = J_1 \varepsilon_1 \omega_1 + J_2 \varepsilon_2 \omega_2 + M_a (\omega_1 - \omega_2). \qquad (1)$$

$$(M_{tot} - M_a)(\omega_1 - \omega_2) = 0 ;$$

$$M_{tot} = M_1 - J_1 \varepsilon_1 = M_2 + J_2 \varepsilon_2, \qquad (2)$$

în care:

M_1, M_2 este momentul static instantaneu la arborele motor, respectiv condus;

I_1, I_2 — momentul de inerție redus la arborele motor, respectiv condus;

M_{tot} — momentul total static și dinamic;

M_a — momentul instantaneu în cuplaj.

Soluțiile ecuației (2) sînt:

$$\omega_1 = \omega_2 ; M_{tot} \neq M_a , \qquad (3)$$

care exprimă condițiile funcționării ambreiajului după producerea cuplării, și

$$M_{tot} = M_a \ ; \ \omega_1 \neq \omega_2, \qquad (4)$$

care precizează condițiile funcționării ambreiajelor în timpul producerii cuplării.

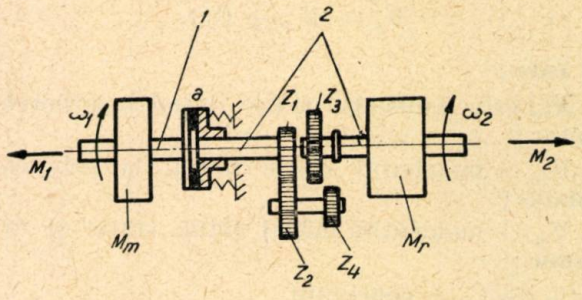


Fig. 1

Întrucît în timpul cuplării momentul de frecare al ambreiajului este egal cu momentul total, rezultă că momentul rezistent M_2, masele antrenate I_2 și ε_2 (care depinde de raportul de transmitere) vor determina mărimea sarcinilor care solicită ambreiajul.

2. *Procesul de cuplare*

S-a constatat, experimental, că în timpul cuplării coeficientul de frecare nu este constant. În figura 2 se indică dependența coeficientului de frecare de viteza relativă, presiunea de contact și temperatură.

Din ecuațiile (1) eliminînd M_1, respectiv M_2, se obține :

$$\varepsilon_1 = \frac{M_1 - M_a}{I_1}\ ;\ \omega_1 = \int_0^t \frac{M_1 - M_a}{I_1}\,dt\ ;$$
$$\varepsilon_2 = \frac{M_a - M_2}{I_2}\ ;\ \omega_2 = \int_0^t \frac{M_a - M_2}{I_2}\,dt. \qquad (5)$$

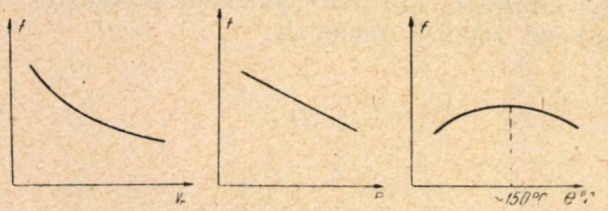


Fig. 2

Timpul de cuplare rezultă considerînd că la sfîrșitul cuplării vitezele unghiulare ale celor două axe sînt egale :

$$\omega_1(T) = \omega_2(T). \qquad (6)$$

Energia pierdută, prin frecare, în timpul cuplării este :

$$L_f = \int_0^T M_a(\omega_1 - \omega_2)\,dt = \int_0^T M_a\,\omega_r\,dt. \qquad (7)$$

Timpul de cuplare fiind mic, de ordinul cîtorva secunde, se aproximează mărimile M_1, M_2 și M_a ca fiind funcții liniare de timp :

$$\begin{aligned} M_1 &= M_{10} - C_1 t\ ; \\ M_2 &= M_{20} \pm C_2 t\ ; \\ M_a &= M_{a0} \pm C_3 t, \end{aligned} \qquad (8)$$

în care :

M_{10} este momentul static inițial la arborele motor ;

M_{20} — momentul static inițial la arborele condus ;

M_{a0} — momentul inițial total, static și dinamic ;

C_1, C_2, C_3 — constante.

În continuare, considerînd ecuațiile (5), (6) și (7), se analizează procesul de cuplare în următoarele ipoteze :

a) Cazul general care, prin mărimea constantelor C_1, C_2 și C_3, exprimă orice posibilitate practică de producere a cuplării :

$$\omega_1 = \omega_{10} + \frac{M_{10} - M_{a0}}{I_1}\,t - \frac{C_1 + C_3}{2I_1}\,t^2\ ;$$
$$\omega_2 = \omega_{20} + \frac{M_{a0} - M_{20}}{I_2}\,t + \frac{C_3 - C_2}{2I_2}\,t^2\ ; \qquad (9a)$$

$$\omega_r = \omega_{10} - \omega_{20} + \left[\frac{M_{10} - M_{20}}{I_1} - \frac{M_{a0} - M_{20}}{I_2}\right] t -$$
$$- \left[\frac{C_1 + C_3}{2I_1} + \frac{C_3 - C_2}{2I_2}\right] t^2.$$

$$^{\star}\ T = \frac{I_2(M_{10} - M_{a0}) - I_1(M_{a0} - M_{20})}{I_2(C_1 + C_3) + I_1(C_3 - C_2)} +$$
$$+ \sqrt{\left[\frac{I_2(M_{10} - M_{a0}) - I_1(M_{a0} - M_{20})}{I_2(C_1 + C_3) + I_1(C_3 - C_2)}\right]^2 + \frac{2I_1 I_2(\omega_{10} - \omega_{20})}{I_2(C_1 + C_3) + I_1(C_3 - C_2)}}. \qquad (10a)$$

b) $C_1 = C_2 = C_3 = 0$.

$$\omega_1 = \omega_{10} + \frac{M_{10} - M_{a0}}{I_1}\,t\ ;$$
$$\omega_2 = \omega_{20} + \frac{M_{a0} - M_{20}}{I_2}\,t\ ; \qquad (9b)$$

$$\omega_r = \omega_{10} - \omega_{20} + \left(\frac{M_{10} - M_{a0}}{I_1} - \frac{M_{a0} - M_{20}}{I_2}\right) t.$$

$$\frac{I_2(\omega_{10} - \omega_{20})}{M_{a0} - M_{20} - \frac{I_2}{I_1}(M_{10} - M_{a0})} = T. \qquad (10b)$$

$$\frac{I_1 I_2(\omega_{10} - \omega_{20})^2}{I_1(M_{a0} - M_{20}) - I_2(M_{10} - M_{a0})}\ \frac{M_{a0}}{2} = L_f. \qquad (11\ b)$$

c) Cuplare bruscă :

$$C_1 = C_2 = C_3 = 0\ ;$$
$$M_1 = M_{10} = M_2 = M_{20}\ ;$$
$$\frac{M_{a0}}{M_{20}} = 1 + K,$$

în care K este coeficientul de șoc în procesul de cuplare ;

$$\omega_1 = \omega_{10} + \frac{M_{20} - M_{a0}}{I_1}\,t = \omega_{10} - \frac{KM_{20}}{I_1}\,t\ ;$$
$$\omega_2 = \omega_{20} + \frac{M_{a0} - M_{20}}{I_2}\,t = \omega_{20} + \frac{KM_{20}}{I_2}\,t\ ; \qquad (9c)$$

$$\omega_r = \omega_{10} - \omega_{20} - \left[\frac{M_{a0} - M_{20}}{I_1} + \frac{M_{a0} - M_{20}}{I_2}\right] t =$$
$$= \omega_{10} - \omega_{20} - KM_{20}\left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) t.$$

$$T = \frac{I_2(\omega_{10} - \omega_{20})}{\left(1 + \frac{I_2}{I_1}\right) KM_{20}} = \frac{I_2(\omega_{10} - \omega_{20})}{\left(1 + \frac{I_2}{I_1}\right)(M_{a0} - M_{20})}. \qquad (10c)$$

---

* În lucrarea [1], M_1 este o funcție liniară de ω_1, iar M_a, o funcție liniară de ω_r.

* Soluția matematică negativă a fost exclusă.

$$L_f = \frac{I_2(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\,\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\left(1+\frac{1}{K}\right) =$$

$$= \frac{I_2(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\,\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\,\frac{M_{a0}}{M_{a0}-M_{20}}. \quad (11c)$$

d) Cuplare bruscă :

$$C_2 = 0;$$

$$M_1 = M_{10} = M_{20} = M_2;\ M_a = M_{20}\left(1+\frac{Kt}{T}\right);$$

$$\frac{M_{a0}}{M_{20}} = 1 + K.$$

$$\omega_1 = \omega_{10} - \frac{KM_{20}}{I_1}\,\frac{t^2}{2T} = \omega_{10} - \frac{M_{a0}-M_{20}}{I_1}\,\frac{t^2}{2T};$$

$$\omega_2 = \omega_{20} + \frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{t^2}{2T} = \omega_{20} + \frac{M_{a0}-M_{20}}{I_2}\,\frac{t^2}{2T}; \quad (9d)$$

$$\omega_r = \omega_{10} - \omega_{20} - KM_{20}\left(\frac{1}{I_1}+\frac{1}{I_2}\right)\frac{t^2}{2T} =$$

$$= \omega_{10} - \omega_{20} - (M_{a0}-M_{20})\left(\frac{1}{I_2}+\frac{1}{I_2}\right)\frac{t^2}{2T}.$$

$$T = \frac{2I_2(\omega_{10}-\omega_{20})}{\left[1+\frac{I_2}{I_1}\right]KM_{20}} = \frac{2I_2(\omega_{10}-\omega_{20})}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)(M_{a0}-M_{20})}. \quad (10d)$$

$$L_f = \frac{I_2(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\,\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\left(1+\frac{8}{3K}\right) =$$

$$= \frac{I_2(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\,\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\left(M_{a0}+\frac{5}{3}M_{20}\right). \quad (11d)$$

e) Cuplare sub $\omega_1 = ct$:

$$M_a = M_{tct};\ \frac{M_{a0}}{M_{20}} = 1 + k;$$

$$M_a = M_{20}\left(1+K\frac{t}{T}\right) = M_1.$$

$$\omega_1 = \omega_{10};$$

$$\omega_2 = \omega_{20} + \frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{t^2}{2T} = \omega_{20} + \frac{M_{a0}-M_{20}}{2I_2}\,\frac{t^2}{T}; \quad (9e)$$

$$\omega_r = \omega_{10} - \omega_{20} - \frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{t^2}{2T} = \omega_{10} - \omega_{20} - \frac{M_{a0}-M_{20}}{2I_2}\,\frac{t^2}{T}.$$

$$T = \frac{2I_2(\omega_{10}-\omega_{20})}{KM_{20}} = \frac{2I_2(\omega_{10}-\omega_{20})}{M_{a0}-M_{20}}; \quad (10e)$$

$$L_f = \frac{I_2(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\left(1+\frac{8}{3K}\right) =$$

$$= \frac{I_2(\omega_{10}-\omega_{20})^2}{2}\left(M_{a0}+\frac{5}{3}M_{20}\right).$$

Comparînd valorile timpului de cuplare și energiei de frecare rezultă :

$$T_e > T_d > T_b > T_c;\ \frac{T_e}{T_d} = 1 + \frac{I_2}{I_1} > 1;$$

$$\frac{T_d}{T_c} = 2;$$

$$L_{fe} > L_{fd} > L_{fb} > L_{fc}.$$

Pentru diferite valori ale coeficienților C_1, C_2 și C_3, situația de la punctul *a* poate prezenta oricare din cazurile *b*, *c*, *d*, *e*.

În diagrama din figura 3 este reprezentată grafic variația vitezelor unghiulare în funcție de timp.

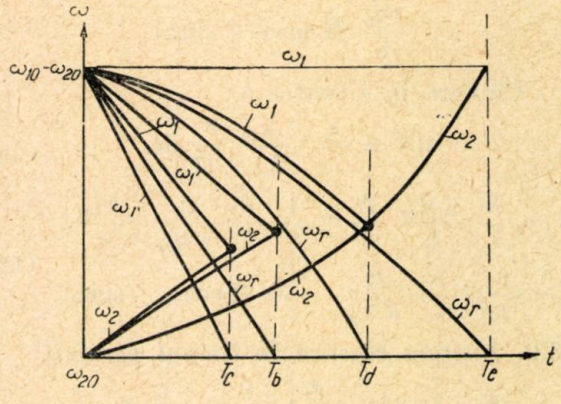


Fig. 3

3. *Dinamica autovehiculului*

3.1. *Energia consumată la pornire.* În figura 4 s-au indicat forțele rezistente la pornirea în pantă a autovehiculului.

$$L = GS\ (f\cos\alpha + \sin\alpha);$$

$$\mathrm{d}S = \frac{\omega_2}{i}\,R\mathrm{d}t.$$

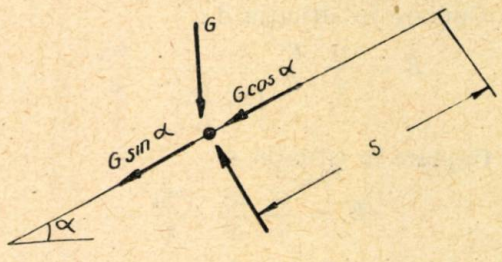


Fig. 4

— Cuplare în situația c :

$$dS = \frac{R}{i}\,\frac{KM_{20}}{I_2}\,t\,dt.$$

$$S = \frac{R}{i}\,\frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{T^2}{2} = \frac{R}{i}\,\frac{I_2}{KM_{20}}\,\frac{1}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)^2}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}\;;$$

(12c)

$$L = G\,\frac{R}{i}\,\frac{I_2}{KM_{20}}\,\frac{1}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)^2}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}\,(f\cos\alpha+\sin\alpha).$$

— Cuplare în situația d :

$$dS = \frac{R}{i}\,\frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{t^2}{2T}\,dt.$$

$$S = \frac{R}{i}\,\frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{T^2}{6} = \frac{4}{3}\,\frac{R}{i}\,\frac{I_2}{KM_{20}}\,\frac{1}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)^2}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}\;;$$

(12d)

$$L = \frac{4}{3}\,\frac{R}{i}\,G\,\frac{I_2}{KM_{20}}\,\frac{1}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)^2}\cdot\frac{\omega_{10}^2}{2}\,(f\cos\alpha+\sin\alpha).$$

— Cuplare în situația e :

$$dS = \frac{R}{i}\,\frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{t^2}{2T}\,dt.$$

$$S = \frac{R}{i}\,\frac{KM_{20}}{I_2}\,\frac{T^2}{6} = \frac{4}{3}\,\frac{R}{i}\,\frac{I_2}{KM_{20}}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}\;;$$

(12e)

$$L = \frac{4}{3}\,G\,\frac{R}{i}\,\frac{I_2}{KM_{20}}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}\,(f\cos\alpha+\sin\alpha).$$

3.2. *Energia cinetică în timpul pornirii*

$$E = \int mv\,dv = \frac{G}{g}\int\left(\frac{R}{i}\,\omega_2\right)\frac{R}{i}\,d\omega_2 = \frac{G}{g}\,\frac{R^2}{i^2}\int\omega_2\,d\omega_2\;;$$

$$E = \frac{G}{g}\,\frac{R^2}{i^2}\,\frac{\omega_2^2(T)}{2}.$$

— Cuplare în situația c :

$$E = \frac{G}{g}\,\frac{R^2}{i^2}\,\frac{1}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)^2}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}. \qquad (13c)$$

— Cuplare în situația d :

$$E = \frac{G}{g}\,\frac{R^2}{i^2}\,\frac{1}{\left(1+\frac{I_2}{I_1}\right)^2}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}. \qquad (13d)$$

— Cuplare în situația e :

$$E = \frac{G}{g}\,\frac{R^2}{i^2}\,\frac{\omega_{10}^2}{2}. \qquad (13e)$$

Momentul rezistent este :

$$M_2 = M_{20} = GR\,(f\cos\alpha+\sin\alpha). \qquad (14)$$

Ținînd seamă de expresia (14) și scriind condițiile echilibrului energetic (12) și (13), se obține :

$$K = \frac{g}{G}\,\frac{I_2}{R^2}\,i\;; \qquad i = \frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,K\;; \qquad (15c)$$

$$K = \frac{4}{3}\,\frac{g}{G}\,\frac{I_2}{R^2}\,i\;; \qquad i = \frac{3}{4}\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,K\;; \qquad (15d)$$

$$K = \frac{4}{3}\,\frac{g}{G}\,\frac{I_2}{R^2}\,i\;; \qquad i = \frac{3}{4}\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,K. \qquad (15e)$$

4. *Condițiile de realizare a cuplării optime*

Pentru interpretarea fenomenului s-au reprezentat grafic (fig. 5) mărimile :

$$i = f_1(k) \begin{cases} \text{c)}\;\; i = \dfrac{G}{g}\,\dfrac{R^2}{I_2}\,K\;; \\ \text{d)}\;\; i = \dfrac{3}{4}\,\dfrac{G}{g}\,\dfrac{R^2}{I_2}\,K\;; \\ \text{e)}\;\; i = \dfrac{3}{4}\,\dfrac{G}{g}\,\dfrac{R^2}{I_2}\,K\;; \end{cases} \qquad (16)$$

$$BL_f = f_2(K) \begin{cases} \text{c)}\;\; 2\,\dfrac{1+\frac{I_2}{I_1}}{\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}}\,L_f = 1+\dfrac{1}{K}\;; \\ \text{d)}\;\; 2\,\dfrac{1+\frac{I_2}{I_1}}{\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}}\,L_f = 1+\dfrac{8}{3K}\;; \\ \text{e)}\;\; 2\,\dfrac{1}{\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}}\,L_f = 1+\dfrac{8}{3K}\;; \end{cases} \qquad (17)$$

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)_{max} = f_3(K) \begin{cases} \text{c)}\;\; \left(\dfrac{M_a}{M_2}\right)_{max} = 1+K\;; \\ \text{d)}\;\; \left(\dfrac{M_a}{M_2}\right)_{max} = 1+K\;; \\ \text{e)}\;\; \left(\dfrac{M_a}{M_2}\right)_{max} = 1+K. \end{cases} \qquad (18)$$

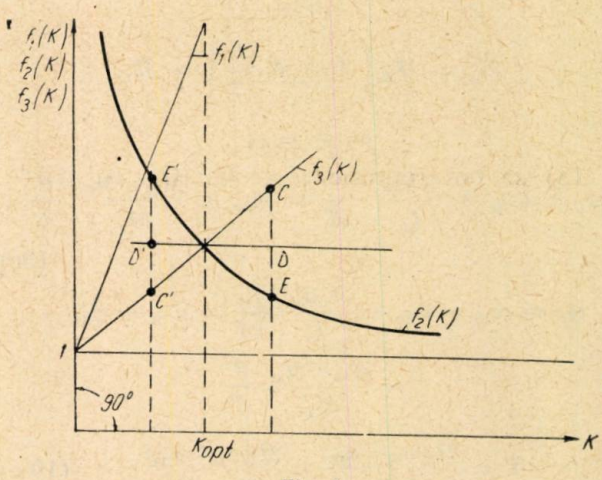


Fig. 5

Din analiza graficului rezultă :

— intersecția curbelor $f_2(K)$, $f_3(K)$ reprezintă condițiile optime de producere a cuplării ;

— pentru $K > K_{opt}$, dacă scăderea energiei de frecare, reprezentată la scară prin $\overline{DE}$, este mai puțin importantă decît creșterea momentului în ambreiaj, reprezentată la scară prin $\overline{DC}$, se obține un ambreiaj mai puțin solicitat din punct de vedere termic, dar mai solicitat din punct de vedere mecanic ;

— pentru $K < K_{opt}$, dacă scăderea momentului în ambreiaj, reprezentată prin $\overline{D'C'}$, este mai puțin importantă decît creșterea energiei de frecare, reprezentată prin $\overline{D'E'}$, se obține un ambreiaj mai puțin solicitat din punct de vedere mecanic, dar mai solicitat din punct de vedere termic.

Pentru ca fenomenul cuplării să se producă în condiții optime este necesar ca raportul de transmitere pentru treapta I să aibă valorile determinate de expresia (16).

Alegerea altor valori ale raportului de transmitere duce nemijlocit la producerea fenomenului cuplării în condiții diferite de cele optime :

$i > i_{opt}$, rezultă $K > K_{opt}$;

$i < i_{opt}$, rezultă $K < K_{opt}$.

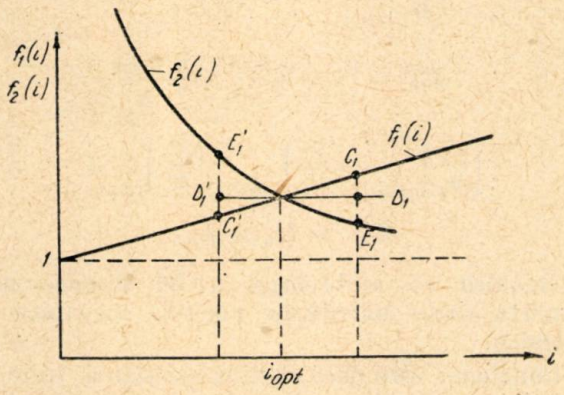


Fig. 6

Prin eliminarea lui K din ecuațiile (16), (17) și (18) se pot reprezenta grafic (fig. 6) mărimile :

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)_{max} = f_1(i) \begin{cases} \text{c) } \left(\dfrac{M_a}{M_2}\right)_{max} = 1 + \dfrac{g}{G}\dfrac{I_2}{R^2}\, i ; \\ \text{d) } \left(\dfrac{M_a}{M_2}\right)_{max} = 1 + \dfrac{4}{3}\dfrac{g}{G}\dfrac{I_2}{R^2}\, i ; \\ \text{e) } \left(\dfrac{M_a}{M_2}\right)_{max} = 1 + \dfrac{4}{3}\dfrac{g}{G}\dfrac{I_2}{R^2}\, i ; \end{cases} \tag{19}$$

$$BL_f = f_2(i) \begin{cases} \text{c) } \dfrac{1+\dfrac{I_2}{I_1}}{\dfrac{I_2\omega_{10}^2}{2}} L_f = 1 + \dfrac{G}{g}\dfrac{R^2}{I_2}\dfrac{1}{i} ; \\ \text{d) } \dfrac{1+\dfrac{I_2}{I_1}}{\dfrac{I_2\omega_{10}^2}{2}} L_f = 1 + 2\dfrac{G}{g}\dfrac{R^2}{I_2}\dfrac{1}{i} ; \\ \text{e) } \dfrac{1}{\dfrac{I_2\omega_{10}^2}{2}} L_f = 1 + 2\dfrac{G}{g}\dfrac{R^2}{I_2}\dfrac{1}{i} . \end{cases} \tag{20}$$

Rezolvînd ecuațiile (17) și (18), se găsește intersecția curbelor $f_2(K)$ și $f_3(K)$, (fig. 5) :

$$\begin{cases} \text{c) } M\ [1\,;\ 2] ; \\ \text{d) } M\left[2\sqrt{\frac{2}{3}} \cong 1{,}63\,;\ 1 + 2\sqrt{\frac{2}{3}} \cong 2{,}63\right] ; \\ \text{e) } M\left[2\sqrt{\frac{2}{3}} \cong 1{,}63\,;\ 1 + 2\sqrt{\frac{2}{3}} \cong 2{,}63\right] . \end{cases} \tag{21}$$

Rezultă pentru i valorile optime :

$$\begin{cases} \text{c) } i_{opt} = \dfrac{G}{g}\dfrac{R^2}{I_2} ; \\ \text{d) } i_{opt} \cong 1{,}22\ \dfrac{G}{g}\dfrac{R^2}{I_2} ; \\ \text{e) } i_{opt} \cong 1{,}22\ \dfrac{G}{g}\dfrac{R^2}{I_2} . \end{cases} \tag{22}$$

Valorile date de expresiile (22) se pot obține și intersectînd curbele $f_1(i)$, $f_2(i)$.

5. *Analiza comparativă a sarcinilor ce solicită ambreiajul*

Practic, cuplarea se produce între limitele extreme analizate sub ipotezele c și e.

Expresiile (19), scrise sub forma (19') :

$$\begin{cases} \text{c) } (M_a)_{max} = 2M_{20} = 2GR(f\cos\alpha + \sin\alpha) ; \\ \text{d) } (M_a)_{max} \cong 2{,}63\ M_{20} = 2{,}63\ GR(f\cos\alpha + \\ \qquad + \sin\alpha) ; \\ \text{e) } (M_a)_{max} \cong 2{,}63\ M_{20} = 2{,}63\ GR(f\cos\alpha + \\ \qquad + \sin\alpha), \end{cases} \tag{19'}$$

și cu formulele (20) arată că, dacă greutatea vehiculului G scade (în sensul eliberării totale sau parțiale de sarcina utilă), solicitările ambreiajului, mecanice și termice, scad.

Rezultă că dimensionarea trebuie făcută cu vehiculul încărcat, $G = G_p + G_u$.

Cazul 1 : ambreiajul dimensionat în ipoteza c de cuplare.

— Cuplarea se produce după ipoteza c:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'_{1\,max} = 1 + \frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_c;$$

$$L'_{f1} = \left(1 + \frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_c}\right)\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}.$$

— Cuplarea se produce după ipoteza d:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)''_{1\,max} = 1 + \frac{4}{3}\frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_c;$$

$$L''_{f1} = \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_c}\right)\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}.$$

— Cuplarea se produce după ipoteza e:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'''_{1\,max} = 1 + \frac{4}{3}\frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_c;$$

$$L'''_{f1} = \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_c}\right)\frac{I_2\omega_{10}^2}{2};$$

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'''_{1\,max} = \left(\frac{M_a}{M_2}\right)''_{1\,max} > \left(\frac{M_a}{M_2}\right)'_{1\,max};$$

$$L'''_{f1} > L''_{f1} > L'_{f1}.$$

Ambreiajul, astfel dimensionat, va fi subdimensionat atît din punct de vedere mecanic, cît și termic, în cazul tuturor cuplărilor reale posibile care au loc între situațiile analizate sub ipotezele c și e.

Cazul 2: Ambreiajul dimensionat în ipoteza d de cuplare.

— Cuplarea se produce după ipoteza c:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'_{2\,max} = 1 + \frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_d;$$

$$L'_{f2} = \left(1 + \frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_d}\right)\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}.$$

— Cuplarea se produce după ipoteza d:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)''_{2\,max} = 1 + \frac{4}{3}\frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_d;$$

$$L''_{f2} = \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_d}\right)\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}.$$

— Cuplarea se produce după ipoteza e:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'''_{2\,max} = 1 + \frac{4}{3}\frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_d;$$

$$L'''_{f2} = \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_d}\right)\frac{I_2\omega_{10}^2}{2};$$

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'''_{2\,max} = \left(\frac{M_a}{M_2}\right)''_{2\,max} > \left(\frac{M_a}{M_2}\right)'_{2\,max};$$

$$L'''_{f2} > L'_{f2} > L'_{f2}.$$

Ambreiajul astfel dimensionat corespunde din punct de vedere mecanic tuturor posibilităților practice de cuplare, dar pentru toate situațiile posibile între ipotezele d și e este subdimensionat din punct de vedere termic.

Cazul 3: Ambreiajul dimensionat în ipoteza e de cuplare.

— Cuplarea se produce după ipoteza c:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'_{3\,max} = 1 + \frac{g}{G}\frac{I_2}{R^2} i_e;$$

$$L'_{f3} = \left(1 + \frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_e}\right)\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}.$$

— Cuplarea se produce după ipoteza d:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)''_{3\,max} = 1 + \frac{4}{3}\frac{g}{G}\frac{R^2}{I_2} i_e;$$

$$L''_{f3} = \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_e}\right)\frac{1}{1+\frac{I_2}{I_1}}\frac{I_2\omega_{10}^2}{2}.$$

— Cuplarea se produce după ipoteza e:

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'''_{3\,max} = 1 + \frac{4}{3}\frac{g}{G}\frac{R^2}{I_2} i_e;$$

$$L'''_{f3} = \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}\frac{1}{i_e}\right)\frac{I_2\omega_{10}^2}{2};$$

$$\left(\frac{M_a}{M_2}\right)'''_{3\,max} = \left(\frac{M_a}{M_2}\right)''_{3\,max} > \left(\frac{M_a}{M_2}\right)'_{3\,max};$$

$$L'''_{f3} > L''_{f3} > L_{f3}.$$

Rezultă că ambreiajul astfel dimensionat suportă toate solicitările posibile mecanice și termice.

Concluzia este deci că dimensionarea trebuie făcută în ipoteza e, de cuplare, către care se tinde atît la cuplarea comandată de un manipulant, cît și la cuplarea prin servocomandă, pentru satisfacerea condițiilor de comoditate a persoanelor și de conservare a mărfurilor.

6. *Dimensionarea ambreiajelor*

a) Dimensionarea la solicitarea mecanică:

$$\begin{cases} K \cong 1{,}63; \\ i = 1{,}63 \times \frac{3}{4}\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2} \cong 1{,}22\,\frac{G}{g}\frac{R^2}{I_2}; \end{cases} \qquad (23)$$

$$(M_a)_{max} \cong 2{,}63\,M_{20} = 2{,}63\,GR\,(f\cos\alpha + \sin\alpha); \qquad (24)$$

$$(M_f) \geqslant (M_a)_{max}; \tag{25}$$

$$\frac{2}{3}\pi f p Z (R_e^3 - R_i^3) = C_s \times 2{,}63\, GR (f\cos\alpha + \sin\alpha); \tag{25'}$$

$$Z = \frac{7{,}89\, C_S\, GR\,(f\cos\alpha + \sin\alpha)}{2\pi f p\,(R_e^3 - R_i^3)}; \tag{26}$$

$$Z = \frac{7{,}89\, C_S\, ig\, I_2 (f\cos\alpha + \sin\alpha)}{2{,}44\,\pi f p\,(R_e^3 - R_i^3)}. \tag{26'}$$

b) Dimensionarea la solicitarea termică :

Se propune verificarea încălzirii la pornire și pentru un ciclu de lucru.

Se face ipoteza că se realizează o pornire defectuoasă determinată de neatenția sau lipsa de experiență a manipulantului.

Se încearcă două porniri cu șoc și, înainte de oprirea motorului, se decuplează ; se pornește apoi efectiv printr-o cuplare cu viteză unghiulară constantă.

Energia de frecare dezvoltată va fi :

$$L_f = 2 \times 2 \left((1 + 2\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,\frac{1}{i_e}) \frac{1}{1 + \frac{I_2}{I_1}} \times \frac{I_2 \omega_{10}^2}{2} + \right.$$

$$\left. + \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,\frac{1}{i_e}\right) \frac{I_2 \omega_{10}^2}{2} \right);$$

$$L_f = \left(1 + \frac{4}{1 + \frac{I_2}{I_1}}\right) \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,\frac{1}{i_e}\right) \frac{I_2 \omega_{10}^2}{2}. \tag{27}$$

Timpul de pornire fiind scurt, se poate admite ipoteza că nu are loc schimb de căldură cu exteriorul și deci întreaga energie calorică dezvoltată trebuie înmagazinată de discurile ambreiajului.

$$Q = C\pi Z (R_e^2 - R_i^2)\, S_d\, \gamma\, (\Delta\theta)_{adm}. \tag{28}$$

Pentru a nu se depăși 140—150°C, temperatura discurilor (situație în care se scade coeficientul de frecare) trebuie ca :

$$\Delta\theta_{adm} = 60 - 70°C.$$

Din echilibrul termic rezultă :

$$S_d = \left(1 + \frac{4}{1 + \frac{I_2}{I_1}}\right) \frac{\left(1 + 2\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,\frac{1}{i_e}\right) A}{C\pi Z (R_e^2 - R_i^2)\,\gamma\,(\Delta\theta_{adm})} \frac{I_2 \omega_{10}^2}{2}. \tag{29}$$

Pentru verificarea încălzirii într-un ciclu de lucru se consideră că într-un ciclu de t_p ore se fac n porniri și opriri dictate de condițiile de exploatare.

Admițînd că fiecare pornire se face defectuos, cum s-a indicat, energia de frecare dezvoltată va fi :

$$L_f = n \left(1 + \frac{4}{1 + \frac{I_2}{I_1}}\right) \left(1 + 2\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,\frac{1}{i_e}\right) \frac{I_2 \omega_{10}^2}{2}. \tag{30}$$

Energia calorică cedată mediului în timpul t de efectuare a ciclului va fi :

$$Q = A_a\, \lambda\, t\, (\Delta\theta). \tag{31}$$

Din echilibrul termic rezultă :

$$\Delta\theta = n \left(1 + \frac{4}{1 + \frac{I_2}{I_1}}\right) \frac{\left(1 + 2\,\frac{G}{g}\,\frac{R^2}{I_2}\,\frac{1}{i_e}\right) A}{A_a \lambda t} \frac{I_2 \omega_{10}^2}{2} \leqslant$$

$$\leqslant 60 - 70°C. \tag{32}$$

În concluzie, se aplică pentru calculul mecanic expresiile (23) și (26) sau (26'), iar pentru cel termic, formula (29) ; verificarea la încălzire pentru un ciclu funcțional se va face aplicînd expresia (32).

1] *Vilner, G. S.* Teoreticeskie i eksperimentalnîe issledovania protessa vkliucenia frikționnîh muft. Trudî seminara po teorii mașin i mehanizmov, tom IX, vîp. 34. Akademia Nauk S.S.S.R., 1950.

[2] *Manea Gh.* Curs de organe de mașini, vol. I. București, Editura tehnică.

[3] *Selești eanu, Al.* Calcul modern al organelor de mașini. București, Editura tehnică, 1957.

CZ 621.436

Influența rapoartelor mari de compresiune asupra economicității motoarelor cu aprindere prin scînteie

BERTHOLD GRÜNWALD

La mărirea raportului de compresiune, randamentul termodinamic al ciclului crește.

În figura 1 se prezintă creșterea randamentului termodinamic la variația raportului de compresiune cu cîte 1,5 unități, între limitele 5,5 —10, pentru un ciclu ideal, cu aer.

Rezultă că la rapoarte mari de compresiune, creșterea randamentului termodinamic este frînată, ceea ce este cunoscut.

Ar fi de așteptat ca această creștere să fie și mai mică în ciclurile reale întrucît un grup de fenomene acționează în sensul reducerii ei. Astfel, variația căldurii specifice cu temperatura, disocierea și schimbul de căldură cu pereții reprezintă fenomene care se intensifică la mărirea raportului de compresiune și frînează creșterea eficienței economice a motorului.

Utilizarea rapoartelor mari de compresiune în vederea îmbunătățirii randamentului efectiv al motorului a dat naștere unui schimb de opinii contradictorii [1].

Una dintre principalele îndoieli care se exprimă în privința cîștigului de economicitate este aceea că avantajele economice, deja reduse din cauza variației asimptotice a randamentului termodinamic, nu acoperă pierderile prin frecare, amplificate de presiunile maxime și greutatea pieselor sporite.

Pentru precizarea punctelor de vedere a fost efectuată o experiență remarcabilă —încercările lui Caris și Nelson [2], în care raportul de compresiune a fost variat de la 8 la 25 unități. În acest scop s-au folosit șapte motoare de serie V8 de 5,3 l cărora li s-au modificat camera de ardere și palierele principale.

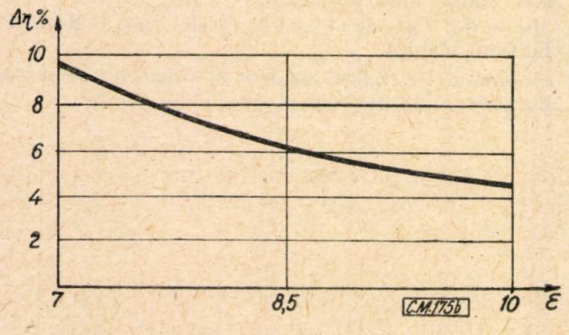


Fig. 1

Încercările efectuate arată că valoarea maximă a randamentului efectiv, pentru motoarele utilizate, s-au obținut la un raport de compresiune 17, iar creșterea lui față de raportul de compresiune 8, era de 15%.

Dacă aceste experiențe pot constitui o dovadă evidentă asupra avantajelor pe care le pot antrena rapoartele mari de compresiune, ele nu explică însă cauzele care duc la obținerea unui important cîștig de economicitate.

Se admite, în general, că acest cîștig este determinat de factorii termodinamici care acționează la mărirea raportului de compresiune. Dacă se ține însă seamă că unul dintre aspectele fundamentale ale procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie îl constituie desfășurarea reacțiilor chimice într-o zonă de mare adîncime în spatele frontului de aprindere, factorii cinetico-chimici sînt cel puțin tot atît de răspunzători de mărirea randamentului efectiv, cît și factorii termodinamici.

După cum se arată în lucrările [3], [5], în motorul cu aprindere prin scînteie, propagarea flăcării se încheie la atingerea presiunii maxime, ceea ce înseamnă că procesul de ardere care continuă în ultima fază, în destindere, este determinat numai de adîncimea zonei de ardere. Elementul specific al proceselor din spatele frontului de aprindere îl constituie intrarea în reacție a unor noi și importante cantități de combustibil și nu reacțiile de desăvîrșire a procesului de oxidare.

Este știut că îmbunătățirea randamentului indicat al motorului se poate obține numai prin reducerea duratei totale a arderii. În stadiul actual de dezvoltare a motorului cu aprindere prin scînteie, cînd au fost elaborate metode eficiente de scurtare a duratei fazei principale de ardere, o cale importantă pentru ridicarea eficienței economice a motorului rămîne aceea a micșorării duratei ultimei faze. Prin evidențierea naturii proceselor care au loc în această fază se indică în același timp și calea principală pe care să se acționeze pentru scurtarea ei. Orice factor care contribuie la reducerea adîncimii zonei de ardere este de natură să contribuie la mărirea eficienței economice a motorului, întrucît contribuie la scurtarea duratei postarderii.

Rezultatele experiențelor efectuate pe arzătoare arată că, la mărirea presiunii, adîncimea zonei de ardere din flacăra turbulentă se micșorează. Corelînd acest fapt cu considerațiile arătate, ar rezulta că mărirea raportului de compresiune trebuie să aibă ca efect principal reducerea adîncimii zonei de ardere.

Calculele efectuate pentru ciclul ideal, ca și pentru ciclul semiideal (călduri specifice variabile și disociere), arată că variația rapor-

tului de compresiune între 7 şi 10 duce la o creştere a temperaturii maxime de numai 2—3%. Ca urmare, efectul principal al creşterii raportului de compresiune asupra ciclului rămîne sporirea presiunii maxime, care, în condiţiile menţionate, aproape se dublează. Variaţia presiunii maxime nu afectează însă randamentul termodinamic; ea va afecta în schimb randamentul indicat, întrucît va modifica legea de degajare a căldurii prin reducerea adîncimii zonei de ardere.

În ce măsură factorii cinetico-chimici intervin cu o pondere însemnată în sporirea eficienţei economice a motorului, la utilizarea rapoartelor mari de compresiune?

Prin experienţele care s-au efectuat s-a urmărit să se răspundă la această întrebare.

Încercările experimentale au fost organizate pe un motor IT9-1, destinat determinării proprietăţilor antidetonante ale benzinelor de aviaţie. S-au utilizat trei rapoarte de compresiune: 7—8,5—10. Rapoartele de compresiune extreme au fost alese ţinînd seamă că 7 este o valoare curentă, în cele mai multe cazuri chiar depăşită, iar 10 reprezintă o valoare deja atinsă, dar, în general, constituie un deziderat. Rapoarte de compresiune mai mari ca 10 nu au fost utilizate, ţinînd seamă de fenomenele secundare care însoţesc procesul de ardere în aceste cazuri (aprinderi secundare) şi care pot afecta rezultatele experimentale, dacă apariţia lor nu este prevenită.

Valoarea intermediară a raportului de compresiune a fost utilizată pentru a evidenţia dacă factorii cinetici acţionează cu aceeaşi intensitate spre cele două extremităţi ale domeniului.

Drept combustibil s-a utilizat izooctanul.

Lucrările experimentale au fost efectuate cu un singur dozaj, şi anume cu un dozaj sărac (excesul de aer 1,13), întrucît principala problemă care se urmăreşte este cea a eficienţei economice.

S-a utilizat o cădere de presiune în amontele supapei de admisiune de 70 mm col. apă.

Alegerea avansului la declanşarea scînteii electrice a fost determinată de două considerente. Primul: să se prevină apariţia detonaţiei la raportul de compresiune 10; al doilea: să se asigure plasarea pe ciclu a începutului fazei principale în aceleaşi condiţii, întrucît, după cum este cunoscut, în acest mod se asigură pentru faza principală a arderii condiţii de turbulenţă identice.

Tabela 1

ε	7	8,5	10
α_s/° *RAC*	−45	−40	−36
α_1/° *RAC*	−19	−21,8	−22

In tabela 1 se prezintă avansul la declanşarea scînteii electrice (α_s) şi unghiul *RAC* corespunzător începutului pe ciclu al fazei principale (α_1) pentru rapoartele de compresiune utilizate.

Determinarea randamentului indicat se efectuează direct prin citirea pe cadranul dinamometrului a presiunii medii efective şi de frecare şi prin măsurarea consumului orar de combustibil.

Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabela 2 comparativ cu ciclul termodinamic cu aer şi călduri specifice constante.

Tabela 2

Natura ciclului	Randamentul indicat şi creşterea lui	Raportul de compresiune		
		7	8,5	10
Ciclul real	η_i	0,270	0,294	0,320
	$\Delta\eta_i$ %, parţial	—	8.9	8,85
	$\Delta\eta_i$ %, total	—	—	18,5
Ciclul termodinamic	η_t	0,542	0,576	0,602
	$\Delta\eta_t$ %, parţial	—	6,3	4,5
	$\Delta\eta_t$ %, total	—	—	11,0

Se constată că, la creşterea raportului de compresiune de la 7 la 10, randamentul indicat creşte cu 18,5%, iar randamentul termodinamic, cu numai 11%, adică sporul de randament indicat faţă de cel termodinamic este de 68%.

Dacă se raportează creşterile de randament indicat la creşterea de randament termodinamic şi pentru valoarea intermediară a raportului de compresiune, se obţine că la variaţia lui ε între 7 şi 8,5 creşterea reprezintă 45%, iar între 8,5 şi 10 ea se dublează. Această împrejurare justifică în plus avantajele importante ale rapoartelor mari de compresiune.

Dacă creşterea randamentului indicat este determinată numai de creşterea randamentului termodinamic, se naşte întrebarea de unde apare creşterea suplimentară a randamentului indicat? După părerea autorului, ea nu poate fi determinată decît de cinetica reacţiei chimice care modifică legile de ardere.

Pentru a susţine această explicaţie au fost ridicate diagramele indicate în coordonate presiune-unghi *RAC* şi prelucrate după metoda propusă în lucrarea [3].

În tabela 3 sînt prezentaţi indicii caracteristici ai procesului de ardere.

Se constată că toţi indicii care reflectă cinetica reacţiei chimice şi propagarea se modifică favorabil la mărirea raportului de compresiune.

Indicele cel mai caracteristic, care dă o imagine despre gradul de ardere în faza a treia este x_{e_y} sau x. Din tabela 3 rezultă că, la mărirea raportului de compresiune de la 7 la 10, fracțiunea x_{e_y} crește cu 46,5%, ceea ce explică reducerea duratei arderii în faza finală cu 38,6%.

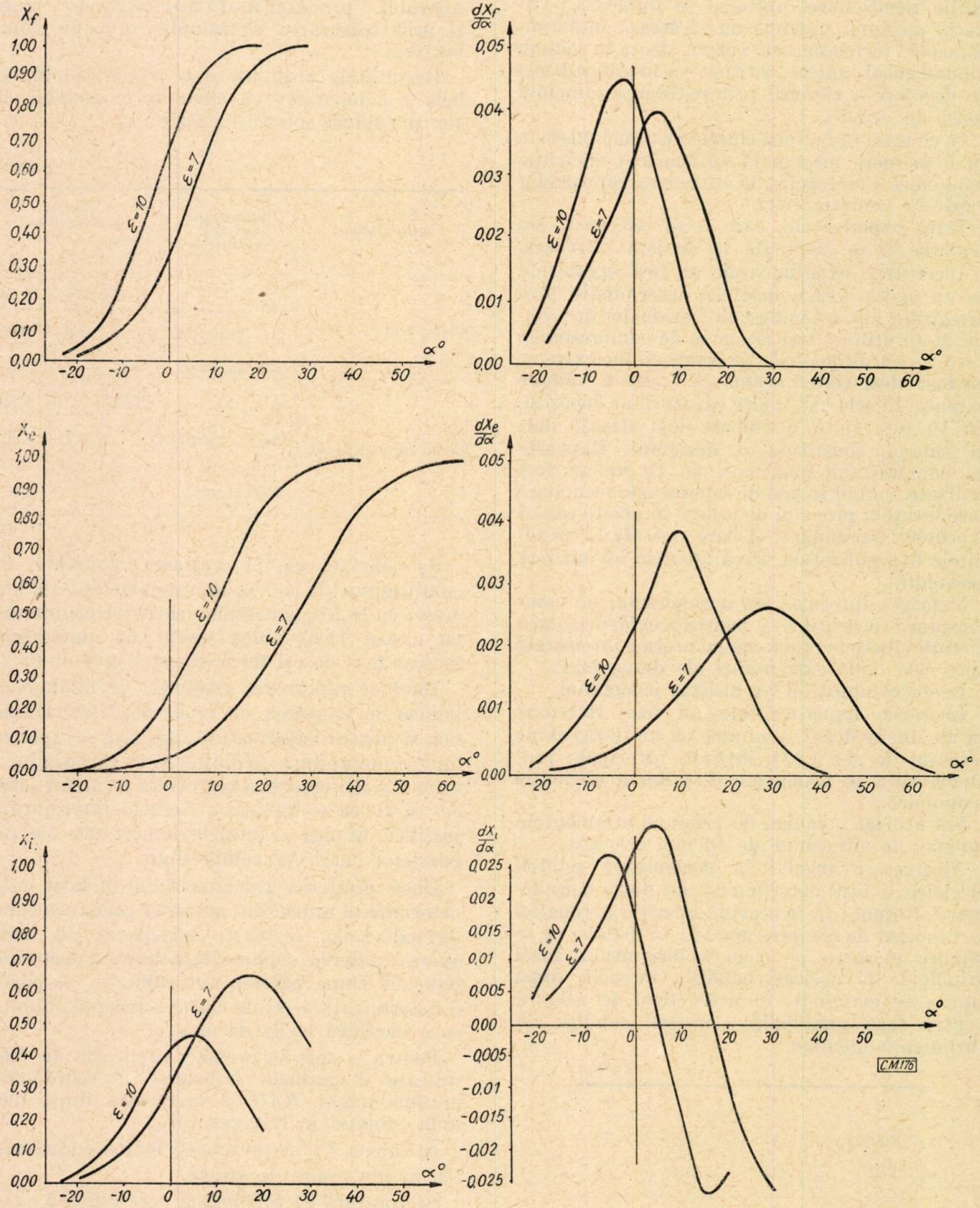


Fig. 2

Tabela 3

Raportul de compresiune	Durata fazei inițiale $(\alpha_1 - \alpha_s)$		Durata fazei principale $(\alpha_y - \alpha_1)$		Durata fazei finale $(\alpha_z - \alpha_y)$		Durata totală a arderii $(\alpha_z - \alpha_s)$		Gradul de ardere în tranșă $\chi = x_{ey}$
	°*RAC*	% față de $(\alpha_y - \alpha_s)$	°*RAC*	% față de $(\alpha_y - \alpha_s)$	°*RAC*	% față de $(\alpha_y - \alpha_z)$	°*RAC*	% față de $(\alpha_y - \alpha_s)$	
7	26	34,6	49	65,4	35	47,0	110	147	0,567
8,5	20,2	30,6	45,8	69,4	29	44,0	95	144	0,680
10,0	14	25,0	42	75,0	21,5	38,0	77,5	138	0,831

Observații:

α_y — momentul în care presiunea atinge valoarea maximă, identic cu momentul în care frontul de aprindere cuprinde tot amestecul;

α_z — momentul încheierii procesului de intrare în reacție a combustibilului;

$\alpha_y - \alpha_s$ — durata primelor două faze ale procesului de ardere;

$\alpha_z - \alpha_s$ — durata totală a arderii;

χ — gradul de ardere în tranșă; subunitar, din cauza intrării în reacție cu întîrziere a unei fracțiuni din cantitatea de combustibil aflată în volumul cuprins de frontul de aprindere. Gradul de ardere în tranșă este egal cu fracțiunea din cantitatea de combustibil (x_{ey}) care a intrat efectiv în reacție, pînă la atingerea presiunii maxime [3].

În figura 2 se prezintă legile de ardere* și vitezele de ardere** pentru două rapoarte de compresiune: $\varepsilon = 7$ și $\varepsilon = 10$. Se constată că viteza maximă de ardere efectivă — indice care ilustrează intensitatea reacției chimice în tranșă — crește de la 0,0266 la 0,0387 cu 45,5% și se realizează pentru $\varepsilon = 10$ la $+ 8{,}81°$ *RAC*, iar pentru $\varepsilon = 7$ la $+ 30°$ *RAC*, deși avansul la declanșarea scînteii electrice a fost mărit în al doilea caz cu 90° *RAC*.

Dacă se compară legile de ardere efectivă se constată că la 20° *RAC* după p.m.i., pentru $\varepsilon = 7$, cantitatea de combustibil intrată în reacție este de 30%, iar pentru $\varepsilon = 10$ este de 83%, adică de 2,6 ori mai mare.

Rezultatele experimentale prezentate confirmă punctul de vedere, și anume că mărirea raportului de compresiune atrage după sine avantaje economice sensibile determinate nu atît sau nu numai de factorii termodinamici, așa cum se consideră în literatura de specialitate, ci mai ales de factorii cinetico-chimici, care determină degajarea unei cantități mai mari de căldură în jurul punctului motor.

* Se numesc legi de ardere variația în timp a parametrilor x_f (legea de propagare), x_e (legea de ardere efectivă), x_i (legea de ardere întîrziată). x_f reprezintă fracțiunea din acest amestec cuprinsă de flacără pînă la un moment dat; x_e reprezintă fracțiunea din numărul total de molecule de combustibil care au intrat efectiv în reacție pînă la un moment dat; x_i reprezintă fracțiunea din numărul total de molecule de combustibil din spatele frontului de aprindere care nu au intrat în reacție pînă la un moment dat.

** Se numesc viteze de ardere derivatele în raport cu unghiul *RAC*: $dx_f/d\alpha$ (viteza masică de propagare), $dx_e/d\alpha$ (viteza de ardere efectivă) $dx_i/d\alpha$ (viteza la frînare). Particularitatea cea mai caracteristică a flăcării turbulente [3] este precizată de relația:

$$\frac{dx_e}{d\alpha} = \frac{dx_f}{d\alpha} - \frac{dx_i}{d\alpha},$$

adică viteza de ardere efectivă rămîne totdeauna în urma vitezei masice de propagare din cauza adîncimii zonei de ardere.

[1] *Hedde, M. M.* Quelques reflexions sur les moteurs à essence et les carburants futurs. In: Ingénieurs de l'automobile, nr. 2, 1959. [2] *Caris, D.* și *Nelson, E.* A new look at high compression engine. In: SAE Transactions, nr. 7, 1959. [3] *Grünwald, B.* Influența adîncimii zonei de ardere din flacăra turbulentă asupra procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie. Lucrare de disertație. Institutul politehnic București, 1963. [4] *Grünwald, B.* Cu privire la împărțirea pe faze a procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie. In: Buletinul Institutului politehnic București, tom. 25, fasc. 5, 1963. [5] *Grünwald, B.* O ecuație de propagare a flăcărilor turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie. In: Buletinul Institutului politehnic București, tom. 25, fasc. 4, 1963.

CZ 621.431.73-713.1: 629.113

Transmiterea căldurii și posibilitățile de creștere a puterii și economicității motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferențiate

Ing. MARIN UNTARU

Creșterea puterii și economicității motorului de automobil depinde în mare măsură de ciclul de funcționare asupra căruia influențează mai ales condițiile transmiterii căldurii în camera de ardere și în cilindrii motorului.

Bilanțul termic al motorului de ardere internă scoate în evidență repartiția căldurii obținute prin arderea combustibilului și permite aprecierea ciclului respectiv, din punctul de vedere al perfecțiunii și economicității lui.

Datele existente în literatură cu privire la bilanțul termic al motorului sînt obținute, în general, prin încercarea unor motoare staționare cu turație mică sau a unor motoare de automobil cu supape laterale. În ultima vreme, în construcția de automobile au căpătat o largă răspîndire motoarele rapide cu supape în capul cilindrului, pentru care studiul transmiterii căldurii constituie o problemă interesantă atît din punct de vedere teoretic, cît și din punct de vedere practic.

Într-una din primele lucrări din domeniul transmiterii căldurii, W. Nusselt a arătat că acest fenomen are loc prin radiație și prin contact direct cu mediul înconjurător și că în ambele cazuri mărirea turbulenței gazelor duce la intensificarea schimbului de căldură. W. Nusselt a stabilit următoarele expresii pentru determinarea cantității de căldură transmise :

$$Q_{rad} = 0{,}362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F, \text{ kcal/h}; \qquad (1)$$

$$Q_{cont} = 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (T_1 - T_2) F, \text{ kcal/h}, \qquad (2)$$

în care :

T_1 este temperatura gazelor, °K ;

T_2 — temperatura peretelui prin care se face transmiterea căldurii, °K ;

F — suprafața de transmitere a căldurii, m^2 ;

P — presiunea gazelor în timpul arderii, kgf/m^2.

W. Nusselt a considerat că intensificarea procesului datorită scurgerii turbulente a gazelor depinde liniar de viteza medie a pistonului. În ultimă instanță, folosind rezultatele unor experiențe efectuate pe un motor cu gaze, Nusselt a propus următoarea relație pentru determinarea cantității de căldură transmise apei de răcire de gazele de ardere :

$$Q_{gaze} = 0{,}362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F +$$

$$+ 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + 1{,}24 W_p) (T_1 - T_2) F, \text{ kcal/h}, \qquad (3)$$

în care W_p este viteza medie a pistonului, m/s.

În realitate, rezultatele obținute cu formula lui Nusselt (3) nu corespund celor experimentale, fiind aproximativ de 2—3 ori mai mari decît acestea.

Plecînd de la această situație, profesorul N.R. Briling a efectuat experiențe pe motoare Diesel staționare și a corectat formula lui Nusselt, ajungînd la forma următoare :

$$Q_{gaze} = 0{,}362 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F +$$

$$+ 0{,}99 \sqrt[3]{p^2 T_1} (1 + d + b W_p) (T_1 - T_2) F, \text{ kcal/h}, \qquad (4)$$

în care :

$b = 0{,}185$ este un coeficient care ia în considerare scurgerea turbulentă a gazelor ;

d — un coeficient care ia în considerare perturbațiile produse de aerul de pulverizare. Pentru motoarele Diesel cu compresor, $d = 1{,}45$, iar pentru motoarele cu carburator, $d = 0$.

Din expresia (4) se poate deduce că N.R. Briling a corectat formula lui Nusselt numai în ce privește influența scurgerii turbulente a gazelor. De asemenea, această corecție nu dă exactitatea necesară și rezultatele obținute cu considerarea ei nu corespund cu cele determinate experimental pe motoarele actuale cu carburator, fiind în general mai mici. Din această cauză, expresia (4) a mai fost corectată de un număr apreciabil de cercetători, în funcție de diferitele moduri de formare a amestecului carburant.

Diferențele față de rezultatele experimentale se datoresc în primul rînd faptului că, atît Nusselt, cît și Briling, au considerat că turbulența gazelor este funcție numai de viteza medie a pistonului, ceea ce nu reflectă destul de exact esența fenomenului. Spre exemplu, într-un motor care funcționează la o turație constantă, dar cu deplasări diferite ale supapei de admisiune, ceea ce se poate obține prin schimbarea

camelor, viteza de scurgere a gazelor proaspete este diferită. Acest lucru, influențează asupra turbulenței amestecului nu numai în timpul admisiunei și compresiunei, ci și în timpul arderii și destinderii, cînd transmiterea căldurii este maximă. Marea majoritate a timpului, motorul de automobil funcționează la sarcini parțiale, ceea ce face ca viteza de scurgere a gazelor proaspete se fie variabilă chiar dacă viteza medie a pistonului este constantă.

Din aceste motive pare mai logică ipoteza că turbulența gazelor proaspete în cilindrul motorului de automobil este funcție de viteza amestecului în orificiul supapei de admisiune, deoarece aceasta condiționează nemijlocit turbulența inițială a gazelor, care se păstrează într-o anumită măsură și în timpul celorlalte procese din cilindru.

Introducerea vitezei amestecului în ecuația (3), în locul vitezei medii a pistonului, permite o redare mai exactă a fenomenelor fizice legate de transmiterea căldurii de la gazele arse la pereții cilindrului.

Conform celor propuse de prof. I. M. Lenin și ing. A. V. Kostrov de la Institutul de automobile din Moscova, viteza amestecului în orificiul supapei de admisiune poate fi determinată cu destulă exactitate prin împărțirea volumului gazelor proaspete ce trec prin orificiu în timpul unui ciclu V_{gp} la secțiunea-timp corespunzătoare unui unghi al manivelei de 180°, $\int_{t_0}^{180} f\,dt$:

$$W_{gaze} = \frac{V_{gp}}{\int_{t_0}^{180} f\,dt}, \text{ m/s.}$$

Volumul gazelor proaspete admise în motor este:

$$V_{gp} = \psi V_h.$$

Coeficientul ψ ia în considerare creșterea volumului gazelor proaspete, ca urmare a micșorării volumului gazelor arse rămase în cilindru în timpul admisiunei.

Secțiunea-timp la deschiderea supapei corespunzătoare unui unghi de rotație $\varphi°$ a arborelui cotit, la o turație n și o suprafață de trecere a gazelor f, se poate determina din relația:

$$\int_{t_0}^{t_\varphi} f\,dt = f \cdot \frac{60\,\varphi}{n \cdot 360} = f \cdot \frac{\varphi}{6\,n}.$$

În ultimă instanță, relația pentru determinarea vitezei gazelor proaspete în orificiul supapei de admisiune va avea forma:

$$W_{gaze} = \frac{\psi \cdot V_h \cdot n}{30\,f}.$$

Se observă că această viteză este determinată nu numai de regimul de funcționare a motorului, ci și de mărimea coeficientului ψ.

Viteza gazelor proaspete în orificiul supapei de admisiune, la funcționarea motorului la sarcină plină și turații diferite, este aproximativ proporțională cu viteza medie a pistonului, iar la funcționarea la sarcini parțiale și turație constantă (cazul cel mai frecvent la motorul de automobil) se micșorează în funcție de închiderea clapetei carburatorului.

Reducerea sarcinii motorului de la 100 la 25% determină o micșorare a vitezei gazelor proaspete cu 12%, la o viteză medie constantă a pistonului (figura 1: variația vitezei gazelor proaspete în orificiul supapei de admisiune în funcție de sarcina motorului).

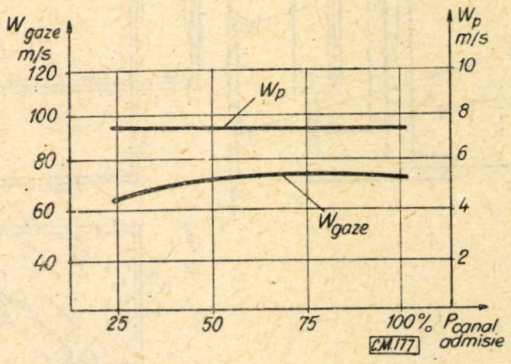


Fig. 1

Această situație nu a fost luată în considerare la stabilirea relațiilor (3) și (4), ceea ce în mod firesc duce la obținerea unor rezultate care nu corespund celor determinate pe cale experimentală.

Cele menționate au fost confirmate de încercările efectuate pe motorul de automobil echipat cu sistem de răcire diferențiată, care permite o analiză mai temeinică a pierderilor în apa de răcire, o determinare mai exactă a repartizării acestor pierderi între chiulasă și blocul cilindrilor și stabilirea unei relații corespunzătoare pentru căldura transmisă.

Esența sistemului de răcire diferențiată a motorului de automobil constă în faptul că sistemele de răcire a chiulasei și a blocului cilindrilor, precum și sistemul de preîncălzire a canalului de admisiune (la motoarele unde preîncălzirea se face cu ajutorul apei de răcire) sînt izolate între ele. Aceasta dă posibilitatea să se măsoare cantitatea de apă care circulă în fiecare sistem și să se schimbe temperatura ei în mod independent.

O asemenea instalație a fost realizată la Institutul politehnic Brașov (fig. 2: *1* — motor; *2* — pompa de apă a motorului; *3* — intrarea apei de răcire în chiulasă; *4* — ieșirea apei de răcire din chiulasă; *5* — motor electric; *6* — pompa de apă; *7* — robinet de închidere a sistemului de răcire a chiulasei; *8* — vas de amestec pentru sistemul chiulasei; *9* — ter-

morezistențe; *10* — cilindri de măsură; *11* — tub de nivel; *12* — cilindri de scurgere; *13* — robineți de scurgere; *14* — robinet de golire; *15* — robinet pentru reglarea temperaturii apei din chiulase; *16* — robinet pentru reglarea temperaturii apei din blocul cilindrilor; *17* — vas de amestec pentru sistemul blocului cilindrilor; *18* — robinet pentru răcirea uleiului; *19* — termometre). Ea constă din două sisteme de răcire, independente, unul pentru chiulasă și altul pentru blocul cilindrilor. Apa rece din rețea, la presiune constantă, este adusă într-un vas de amestec *8* sau *17*, unde se amestecă împreună cu apa fierbinte din chiulasă sau din blocul cilindrilor și apoi este transmisă la una din pompele de apă *6* sau *2*. Circulația apei în blocul cilindrilor se face cu ajutorul pompei de apă *2* a motorului, iar circulația apei în chiulasă se asigură cu ajutorul pompei *6*, antrenată de motorul electric *5*. Apa care trece prin cămășile blocului cilindrilor și chiulasei ajunge din nou în vasele de amestec și surplusul de apă trece prin robineții *13* fie în cilindrii de măsură *10*, fie în cilindrii de scurgere *12* de unde este evacuată în sistemul de canalizare. Robineții *15* și *16* permit menținerea regimului termic dorit în cele două sisteme de răcire. Măsurarea temperaturilor se face cu ajutorul termometrelor cu rezistență electrică, montate pe un panou de comandă.

Cantitatea totală de căldură primită de apa de răcire a chiulasei și a blocului este:

$$Q_{răcire} = Q_{gaze} + Q_{fr} + Q_{ev}, \text{ kcal/h}, \quad (5)$$

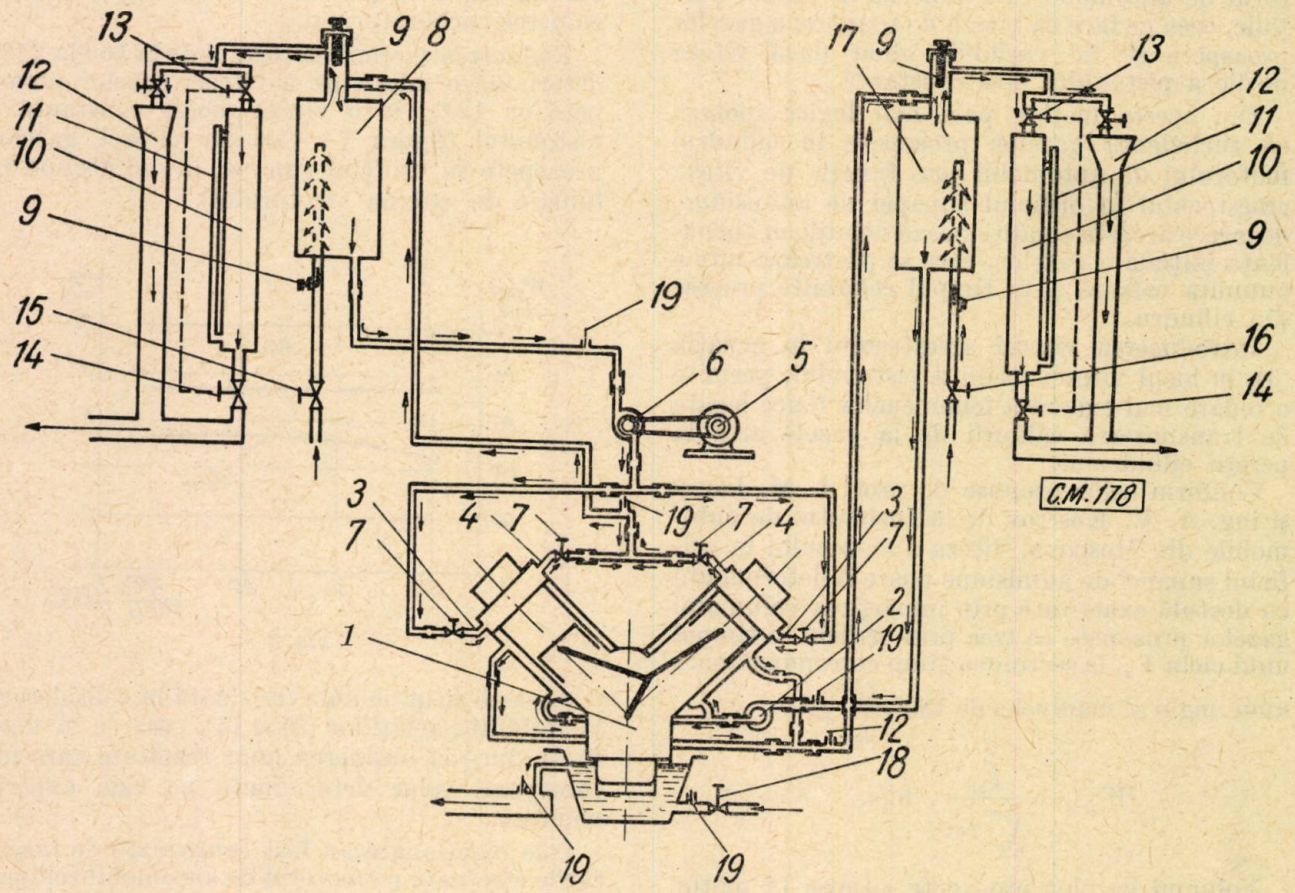


Fig. 2

în care:

Q_{gaze} este cantitatea de căldură cedată de gazele arse prin pereții camerelor de ardere și ai cilindrilor;

Q_{fr} — cantitatea de căldură rezultată prin frecarea pistoanelor și cedată prin pereții cilindrilor:

Q_{ev} — cantitatea de căldură cedată de gazele arse prin pereții canalelor de evacuare din chiulasă.

Din experiențele efectuate rezultă că puterea pierdută prin frecarea pistoanelor constituie aproximativ 55—60% din întreaga putere pierdută prin învingerea rezistențelor mecanice în motor P_{mec}.

$$P_{fr\cdot piston} = (0{,}55 - 0{,}60)\ P_{mec}, \text{ CP}. \quad (6)$$

Cantitatea de căldură rezultată prin frecarea pistoanelor de pereții cilindrilor poate fi determinată cu relația:

$$Q_{fr} = 0{,}35.632 \cdot P_{fr\cdot piston}, \text{ kcal/h}. \quad (7)$$

Această cantitate de căldură, calculată cu ajutorul relației (7), este reprezentată în figura 3 : dependența dintre Q_{fr}, Q_{ev} și turația motorului.

Se poate observa că ea este direct proporțională cu puterea pierdută prin învingerea rezistențelor mecanice în motor și crește rapid în funcție de turația motorului.

Cantitatea de căldură cedată de gazele arse prin pereții canalelor de evacuare din chiulasă se determină făcînd diferența dintre căldurile totale ale gazelor la intrarea și ieșirea din aceste canale.

$$Q_{ev} = M_{g\cdot a}\, MC_p (t_1 - t_2), \quad \text{kcal/h}, \qquad (8)$$

în care :

$M_{g\cdot a}$ este numărul de moli de gaze arse ce trec prin canalele de evacuare în timp de o oră, kmol/h ;

MC_p — căldura specifică medie a gazelor arse în intervalul de temperaturi $t_1 - t_2$, kcal/kmol °C ;

t_1 — temperatura gazelor arse în dreptul supapei de evacuare, °C ;

t_2 — temperatura gazelor arse la ieșirea din canalul de evacuare, °C.

Astfel calculată, mărimea Q_{ev} este reprezentată în figura 3 (dependența dintre Q_{ev} și turația motorului). Se observă că ea are ponderea cea mai mare.

În figura 3 este reprezentată și valoarea relativă a pierderilor de căldură prin frecare și prin canalele de evacuare. Primele constituie 5—10% din pierderile totale, iar celelalte, 22% din aceste pierderi.

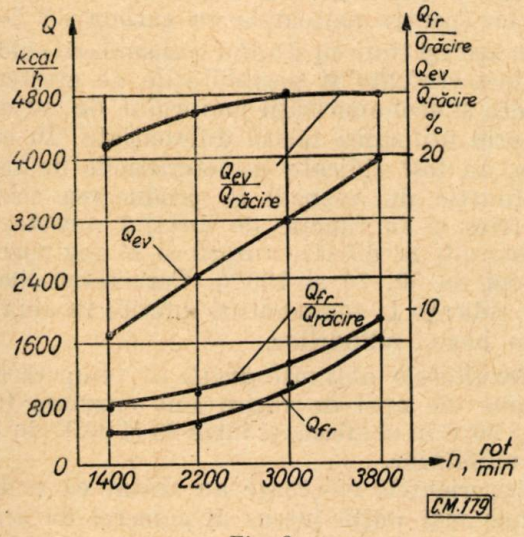


Fig. 3

La creșterea turației motorului se mărește cantitatea de căldură transmisă prin canalele de evacuare, atît ca valoare absolută cît și ca valoare relativă, datorită creșterii cantității de gaze arse ce ies din cilindru în unitatea de timp și ridicării temperaturii acestora. Temperaturile gazelor arse t_1 și t_2 cresc o dată cu mărirea turației motorului datorită unei oarecari

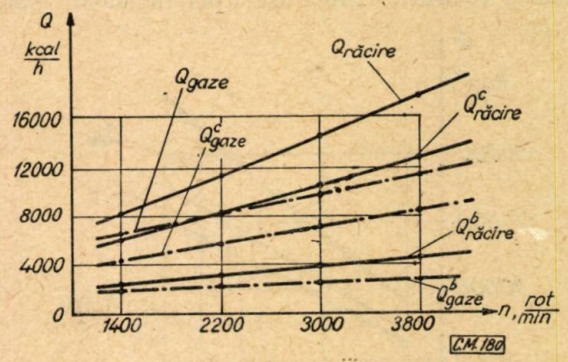


Fig. 4

micșorări a cantității de căldură transmise apei de răcire prin pereții camerei de ardere și ai cilindrilor.

De obicei, la stabilirea bilanțului termic al motoarelor cu ardere internă, cantitatea de căldură transmisă prin pereții canalelor de evacuare este inclusă în valoarea pierderilor în apa de răcire, ceea ce schimbă adevărata repartizare a pierderilor de căldură în motor.

Căldura transmisă de gazele arse prin pereții camerelor de ardere și ai cilindrilor Q_{gaze} poate fi determinată scăzînd din căldura totală transmisă apei $Q_{r\,cire}$ suma dintre căldura transmisă prin canalele de evacuare Q_{ev} și căldura rezultată prin frecarea pistoanelor Q_{fr}.

Căldura Q_{gaze} constituie în medie 70% din căldura $Q_{r\,cire}$.

Utilizarea sistemului de răcire diferențiată permite determinarea acestei cantități de căldură separat pentru chiulasă și pentru blocul cilindrilor, după cum urmează :

$$Q^c_{gaze} = Q^c_{răcire} - Q_{ev}, \quad \text{kcal/h} ; \qquad (9)$$

$$Q^b_{gaze} = Q^b_{răcire} - Q_{fr}, \quad \text{kcal/h}. \qquad (10)$$

Variația acestor mărimi în funcție de turație, la admisie plină, este reprezentată în figura 4 ($Q_{răcire}$ și Q_{gaze} în funcție de turația motorului la sistemul de răcire diferențiată).

Căldura transmisă suplimentar datorită turbulenței poate fi calculată făcînd diferența dintre căldura transmisă de gazele arse Q^c_{gaze} sau Q^b_{gaze} și căldura transmisă prin radiația Q_{rad} și prin contact Q_{cont}, care la rîndul lor pot fi determinate din relațiile (1) și (2), ținînd seamă de datele obținute la prelucrarea diagramelor indicate.

$$Q^{c(b)}_{turb} = Q^{c(b)}_{gaze} - Q^{c(b)}_{rad} + Q^{c(b)}_{cont}. \qquad (11)$$

Repartizarea căldurii totale transmise apei de răcire a motorului, redată în figura 5, arată că, datorită turbulenței gazelor arse, se trans-

mite 45—50% din căldura totală, în cazul cînd motorul este prevăzut cu sistemul normal de răcire.

Pentru motorul cu răcire diferențiată, repartizarea căldurii transmise apei de către gazele

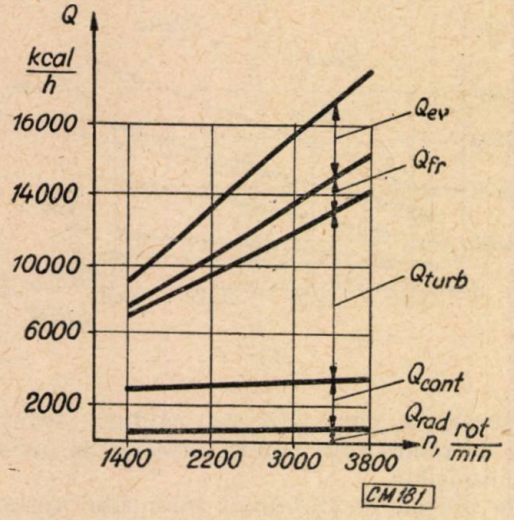


Fig. 5

arse prin chiulasă și prin blocul cilindrilor este arătată în figura 6.

Aceste date duc la concluzia că, pentru motorul cu carburator cu supape în cap, influența scurgerii gazelor asupra căldurii transmise este de 4—5 ori mai mare la chiulasă decît la cilindru.

Cauza acestui fenomen constă în forma camerei de ardere (pană), care asigură o turbulență

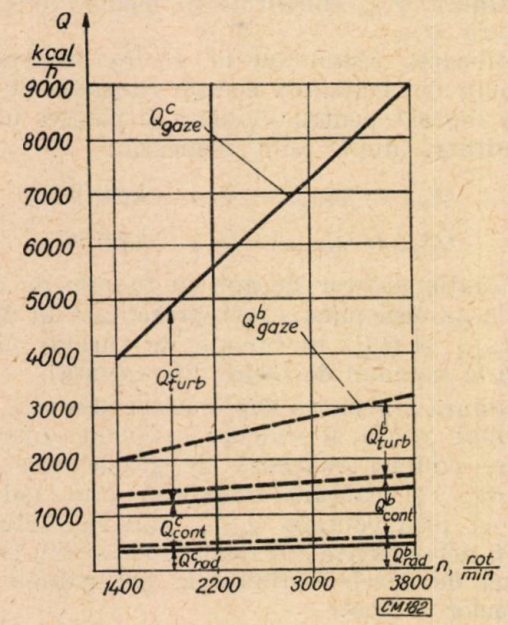


Fig. 6

mai mare a curentului de gaze și în acest fel creează condiții pentru o mai bună transmitere a căldurii în mediul de răcire.

Ca urmare, rezultă că răcirea chiulasei la astfel de motoare cere o atenție deosebită din partea constructorilor.

Studiul transmiterii căldurii prin metoda arătată a permis stabilirea dependenței dintre căldura transmisă datorită turbulenței gazelor și viteza acestora în orificiul supapei de admisiune. Cantitatea de căldură menționată este determinată din raportul $B = \frac{Q_{turb}}{Q_{cont}}$, ceea ce permite stabilirea coeficientului $A = \frac{B}{W_{gaze}}$, separat pentru camera de ardere, pentru cilindru și global pentru sistemul de răcire obișnuit.

În acest fel, încercările efectuate permit corectarea formulei pentru determinarea căldurii transmise în motorul de automobil, după cum urmează :

$$Q_{gaze} = 0{,}362\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] F + \\ + 0{,}99\sqrt[3]{p^2 T_1}(T_1 - T_2)(1 + A\, W_{gaze})\,\zeta\, F,\ \text{kcal/h}, \qquad (12)$$

în care :

$A = 0{,}055$ este coeficientul pentru calculul căldurii transmise în cazul sistemului de răcire unitar ;

$A = 0{,}09$ — coeficientul pentru calculul căldurii transmise numai prin pereții camerei de ardere ;

$A = 0{,}02$ — coeficientul pentru calculul căldurii transmise numai prin pereții cilindrului ;

ζ — coeficientul care ia în considerare rezistențele suplimentare datorite înclinării canalelor (pentru motoarele cu carburator $\zeta = 1$).

În același timp cu studiul transmiterii căldurii au fost studiate și posibilitățile de creștere a puterii și economicității motorului de automobil prin utilizarea răcirii diferențiate. În acest sens, au fost ridicate caracteristicile de reglaj în funcție de avansul la producerea scînteii electrice și în funcție de dozajul amestecului carburant, la diferite turații și la regimuri cu sarcini de 50, 75 și 100%. Caracteristicile au fost ridicate la temperaturi diferite în chiulasă și în blocul cilindrilor.

Rezultatele obținute arată că temperaturile optime ale apei de răcire sînt cuprinse între 45 și 50°C în chiulasă, și între 85 și 90°C în blocul cilindrilor.

Experiențele efectuate au arătat că regimul termic mai puțin intens al camerei de ardere dă posibilitatea să se mărească avansul la producerea scînteii electrice cu valori pînă la 5°.

Ca urmare a creșterii avansului la producerea scînteii electrice și a coeficientului de umplere, la temperaturi mai scăzute ale apei de răcire în chiulasă, presiunea maximă a ciclului cre-

şte şi momentul terminării procesului de ardere se apropie de punctul mort superior. Aceasta determină o mărire a gradului de destindere şi o scădere a temperaturii gazelor arse, ceea ce face să se micşoreze pierderile de căldură la evacuare, să crească presiunea medie indicată a ciclului şi deci să se mărească puterea indicată a motorului. Dacă se ţine seamă de faptul că pierderile prin frecare sînt aproximativ constante, se ajunge la concluzia că, în acest caz, randamentul mecanic al motorului se măreşte. Totodată motorul cu răcire diferenţiată funcţionează cu un exces de aer mai mare decît cel cu răcire normală, ceea ce face ca sistemul de alimentare să asigure amestecuri mai puţin bogate şi, ca atare, economicitatea să crească.

În afară de îmbunătăţirea indicilor economici şi de putere, răcirea diferenţiată a motorului de automobil intensifică transmiterea căldurii în regiunea supapei de evacuare prin crearea unor condiţii de temperatură mai favorabile în chiulasă, mărind în acest mod durata de funcţionare.

Utilitatea folosirii răcirii diferenţiate la motoarele de automobil este evidentă mai ales dacă realizarea unui asemenea sistem de răcire se face cît mai simplu şi fără cheltuieli suplimentare. Una dintre soluţiile posibile pentru realizarea răcirii diferenţiate constă în izolarea cămăşilor de apă din chiulasă de cele din bloc şi asigurarea a două circuite de apă independente, prin separarea radiatorului în două părţi. În chiulasă se asigură o circulaţie forţată cu ajutorul pompei de apă a motorului, iar în blocul cilindrilor se asigură o circulaţie simplă, bazată pe principiul termosifonului.

Desigur, pentru fiecare tip de motor, în funcţie de solicitările termice, pot fi stabilite temperaturile optime de funcţionare în cele două sisteme, care constituie la rîndul lor baza pentru adoptarea celui mai adecvat sistem de răcire pentru construcţia respectivă.

[1] *Briling, N. R.* Issledovanie rabocevo protessa i teploperedaci v dvigatelei Dizelia. Moscova, GNTI, 1931. [2] *Lenin, I. M.* Teoria avtomobilnîh dvigatelei. Moscova, Maşghiz, 1958. [3] *Lenin. I. M.* Scorostnaia haracteristica avtomobilnovo carbiuratornovo dvigatelia. Trudî MAMI, 2, 1954, Avtotransizdat. [4] *Lenin, I. M.* şi *Kostrov, A. V.* In : Izvestia vuzov, 5, 1962. [5] *Miheev, M. A.* Osnovî teploperedaci. Moscova, Gosenergoidzat, 1956. [6] *Untaru, M.* Influenţa sistemului de răcire asupra puterii şi economicităţii motorului de automobil. In : Revista Transporturilor, nr. 7, 1963.

CZ 629.113.–585.12

Frecvenţe proprii în transmisia automobilului

Ing. FLORIN DUDIŢĂ

Spectrul frecvenţelor proprii — care în majoritatea cazurilor practice coincide cu spectrul frecvenţelor de rezonanţă — are o deosebită importanţă, atît în stadiul de proiectare, cît şi în stadiul finisării prototipului automobilului.

Cunoaşterea aproximativă a spectrului frecvenţelor proprii permite preîntîmpinarea şi înlăturarea acţiunilor nocive ale vibraţiilor transmisiei automobilului prin plasarea lui — modificînd diferiţi parametri constructivi — în afara regimurilor de lucru.

Astfel, în timpul proiectării, cunoscînd modelul dinamic al automobilului, determinarea aproximativă a frecvenţelor proprii se face evaluînd valorile parametrilor constructivi pe cale teoretică sau prin comparaţie cu alte tipuri asemănătoare existente. În timpul finisării prototipului, cunoscînd modelul dinamic, determinarea aproximativă a frecvenţelor proprii se face evaluînd experimental parametrii constructivi ai prototipului.

În ambele cazuri fiind necesară cunoaşterea modelului dinamic, modelarea automobilului prezintă o deosebită importanţă.

Urmărind transmiterea energiei motorului prin intermediul roţilor motoare la ramă, se desprind următoarele subansambluri (fig. 1):

motor, suspendat elastic pe ramă;
cutie de viteze, solidară cu blocul-motor;
arbori cardanici legaţi prin articulaţii cardanice (transmisie cardanică);
transmisie principală, solidară cu carcasa punţii motoare; este legată elastic de ramă prin intermediul arcurilor suspensiei;
axe planetare;
roţi motoare;
arcurile suspensiei punţii motoare;
diferite cuplaje elastice permanente introduse cu anumite scopuri în transmisia de forţă;
rama.

Mecanismul diferenţial al transmisiei principale bifurcă egal (se neglijează frecările din diferenţial) momentul de torsiune la cele două axe planetare (fig. 2).

În studiul vibraţiilor torsionale, transmisia principală se poate deci considera (fig. 3) un reductor cu un arbore primar (pinionul de atac) şi un arbore secundar (o axă plane-

tară convențională, cu rigiditatea dublă comparativ cu cea reală, pe care este montată o roată convențională cu momentul de inerție, de asemenea, dublu).

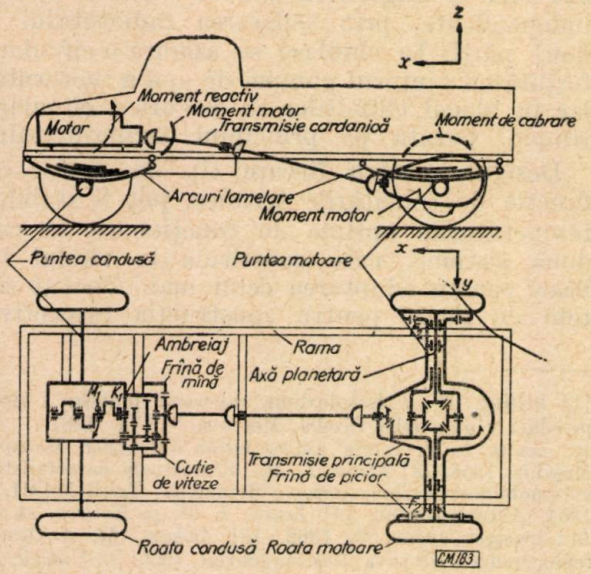


Fig. 1

Pentru stabilirea numărului gradelor de libertate ale sistemului este important să se sublinieze că „reductoarele" transmisiei auto-

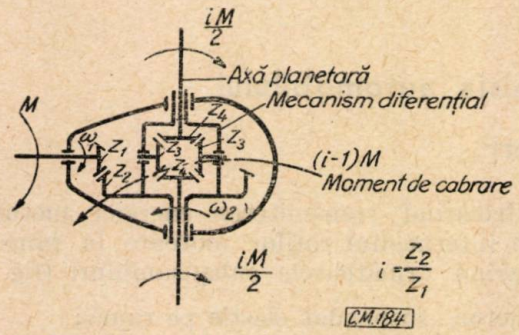


Fig. 2

mobilului (cutia de viteze și transmisia principală) sînt montate pe ramă prin elemente elastice, în felul următor :

— motorul solidar cu cutia de viteze este legat de ramă prin elemente de cauciuc ;

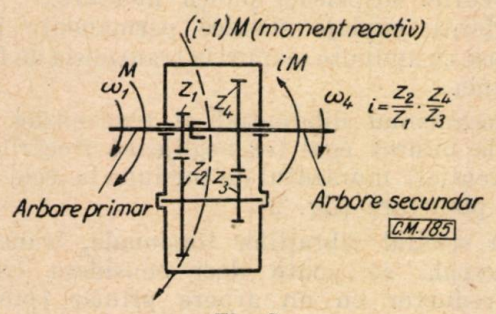


Fig. 3

— transmisia principală solidară cu carcasa punții motoare este legată de ramă prin arcurile lamelare ale suspensiei (fig. 1).

Se știe că dacă asupra arborelui primar al unui reductor cu raportul de transmitere i acționează cuplul M (fig. 3) arborele secundar va prelua momentul amplificat iM, iar suspensia reductorului, prin intermediul carcasei acestuia, va prelua momentul $(i - 1)M$. Rezultă deci că suspensia motorului va prelua un moment de torsiune care acționează după axa x (fig. 1), numit moment reactiv, iar transmisia principală, momentul de torsiune care acționează după axa y (fig. 1, 2) numit moment de cabrare.

În urma acestor observații analizînd ansamblurile automobilului (fig. 1) se desprind ușor masele și elasticitățile ce vor trebui luate în considerare în construirea modelului pentru studiul vibrațiilor torsionale ale transmisiei. Astfel, se deosebesc următoarele mase :

— arbore cotit, solidar cu volantul și organele aferente lui ;

— blocul motor, solidar cu cutia de viteze ;

— transmisia principală, solidară cu carcasa punții motoare ;

— roțile motoare (roată motoare convențională) ;

— masa întregului automobil,

și următoarele elasticități :

— arborele primar al cutiei de viteze (în calcule precise se consideră elasticitățile tuturor arborilor cutiei de viteze) ;

— arborii cardanici ;

— axele planetare (axa planetară convențională) ;

— roțile motoare (deformație unghiulară la transmiterea momentului motor) ;

— suspensia motorului (preia momentul reactiv) ;

— arcurile lamelare ale suspensiei punții motoare care, pe lîngă greutatea automobilului și forța de tracțiune, preiau și momentul de cabrare (fig. 4).

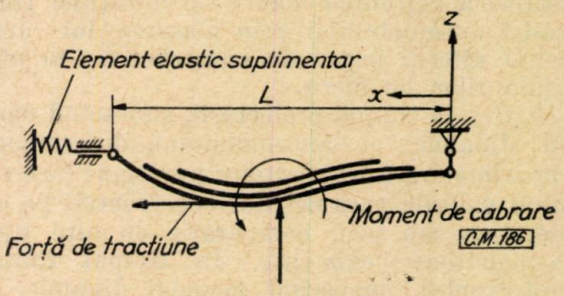


Fig. 4

Ținînd seamă de precizările și sublinierile anterioare, automobilul (avînd o singură punte motoare, fără remorcă), cu scopul studiului vibrațiilor torsionale ale transmisiei, se poate

modela ca în figura 5, unde s-au adoptat următoarele simbolizări :

— moment de inerție al masei concentrate ;
— legătură rigidă imponderabilă ;
— legătură elastică imponderabilă ;
— reductor cu raportul de transmitere i și cu momentul de inerție al carcasei, de care trebuie să se țină seamă ;
— reductor cu raportul de transmitere i și cu momentul de inerție al carcasei neglijabil ;

și următoarele notații :

J_1 — momentul de inerție redus al arborelui cotit (și al mecanismului bielă-manivelă) solidar cu volantul și organele aferente acestuia (este o mărime periodică, dar se consideră constantă) ;

J_2 — momentul de inerție al blocului-motor ;

J_3 — momentul de inerție al transmisiei principale ;

J_4 — momentul global de inerție al roților motoare (al roții convenționale) ;

J_5 — momentul de inerție al automobilului redus la axa planetară a punții motoare ;

c_{12} — rigiditatea arborelui primar al cutiei de viteze ;

c_{20} — rigiditatea unghiulară (la deformarea cauzată de momentul reactiv) a suspensiei motorului ;

c_{23} — rigiditatea arborilor transmisiei cardanice (inclusiv a elementelor lor elastice) ;

c_{30} — rigiditatea unghiulară (la deformarea cauzată de momentul de cabrare) a arcurilor lamelare ale punții motoare (fig. 4) ;

c_{34} — rigiditatea axei planetare convențională și a roții motoare convenționale, redusă la axa planetară ;

c_{45} — rigiditatea longitudinală a arcurilor lamelare (la transmiterea forței de tracțiune), redusă la axa planetară a punții motoare (fig. 4) ;

φ_i — deplasarea unghiulară a masei cu momentul de inerție J_i ; $i = 1, 2 \ldots 5$;

φ_{21} — deplasarea unghiulară a pinionului arborelui primar al cutiei de viteze ;

φ_{22} — deplasarea unghiulară a arborelui secundar al cutiei de viteze ;

φ_{31} — deplasarea unghiulară a pinionului de atac al transmisiei principale ;

φ_{32} — deplasarea unghiulară a pinionului axei planetare ;

i_2 — raportul de transmitere al cutiei de viteze ;

i_3 — raportul de transmitere al reductorului transmisiei principale.

Determinarea momentelor de inerție J_1, J_2, J_4 se face, de preferință, experimental sau se adoptă valori aproximative, comparative cu cele existente în literatura de specialitate.

Momentul de inerție al transmisiei principale J_3 (în mișcarea în jurul axei planetare a punții motoare) se face ținînd seamă de arborele cardanic cu care este articulată (fig. 6), prin formula :

$$J_3 = J_3^t + J_3^c \left(\frac{l_3^t}{l_3^c} \right)^2 \qquad (1)$$

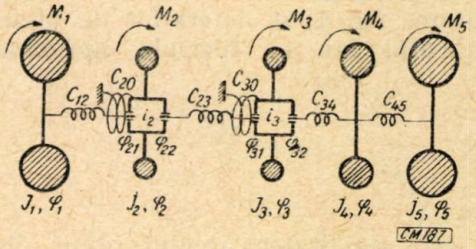


Fig. 5

în care :

J_3^t este momentul de inerție al transmisiei principale în raport cu axa sa de rotație 0_3 ;

J_3^c — momentul de inerție al arborelui cardanic articulat cu transmisia principală, în raport cu axa sa de rotație $0_3'$, paralelă cu axa 0_3 (axa punții motoare).

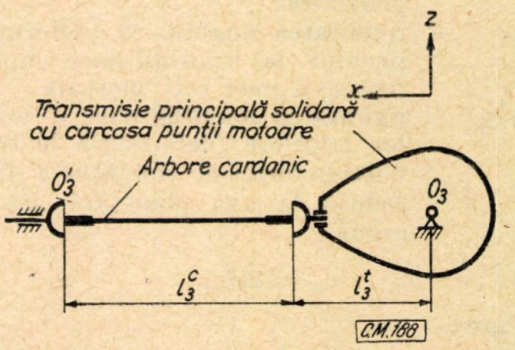


Fig. 6

Momentul de inerție al întregului automobil, redus la axa planetară a punții motoare, se calculează cu expresia :

$$J_5 = \frac{G_a}{g} \cdot r^2 + kJ_r \qquad (2)$$

unde :

G_a este greutatea absolută a automobilului ;
r — raza dinamică a roții motoare ;
J_r — momentul de inerție al unei roți conduse a automobilului ;
k — numărul roților conduse ale automobilului ;
g — accelerația gravitațională.

Rigiditățile necesare se determină în modul următor :

a) c_{12}, c_{23} se determină cu formula binecunoscută din monografiile de specialitate [12].

b) c_{20}, avînd în vedere configurația relativ complicată a prinderii, se determină experimental sau cu formule aproximative [8], [17].

c) c_{30} — rigiditatea unghiulară a arcului lamelar (deformația sub acțiunea momentului de cabrare, fig. 4) se determină de preferință experimental sau cu formula aproximativă [13] :

$$c_{30} = \frac{cL^2}{4}, \tag{3}$$

în care :

c este rigiditatea arcului (după direcția Z) [20] ;

L — deschiderea arcului (fig. 4).

d) c_{34} — rigiditatea unghiulară a axei planetare convenționale și a roții motoare convenționale redusă la axa planetară are expresia :

$$\frac{1}{c_{34}} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{c_{ap}} + \frac{1}{c_{\gamma r}}\right), \tag{4}$$

în care :

c_{ap} este rigiditatea unghiulară a unei axe planetare ;

$c_{\gamma r}$ — rigiditatea unghiulară (deformarea pneului la transmiterea cuplului motor) a unei roți motoare.

e) c_{45} — rigiditatea longitudinală a arcurilor lamelare (deformația la transmiterea forței de tracțiune T, fig. 4) redusă la axa planetară are expresia :

$$c_{45} = 2r^2 c_a, \tag{5}$$

în care :

r este raza dinamică a roții motoare ;

c_a — rigiditatea longitudinală (după axa x, fig. 4) a unui arc lamelar al suspensiei punții motoare.

Studiul mișcării sistemelor mecanice polimasice în cazul general (sisteme disipative neautonome) se face cu ajutorul ecuațiilor Lagrange de speța a doua [1], [3], [4] :

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{dq_i} = Q_i\,;\ i = 1,\ 2 \ldots 5,$$

în care s-a notat :

q_i — coordonată generalizată (lagrangeană) ;

T — energia cinetică ;

U — energie potențială de deformație ;

R — funcția disipativă a lui Rayleigh (caracterizează pierderile de energie) [1] ;

Q_i — forță generalizată exterioară.

În cazul general, funcțiile T, U, R, Q_i care depind de coordonatele generalizate q, de vitezele generalizate $\dot{q}$ și de timp, duc la ecuații diferențiale neliniare greu sau imposibil de rezolvat.

Pentru cercetarea vibrațiilor torsionale, în special determinarea spectrului de frecvențe proprii, se adoptă următoarele ipoteze :

a. Deplasările în jurul pozițiilor de echilibru sînt mici.

b. Masele se consideră concentrate într-un număr redus de puncte.

c. Legăturile maselor sînt elastice (este valabilă legea lui Hooke).

d. Frecările interioare sînt vîscoase (proporționale cu viteza de deformație).

e. Frecările exterioare se neglijează.

f. Neliniaritățile sistemului (elemente elastice neliniare, jocuri în angrenaje, articulații) se consideră mici și, în prima aproximație, se neglijează.

g. Se face abstracție de alte tipuri de vibrații, cum ar fi vibrațiile la înconvoiere în transmisia cardanică [7].

În aceste ipoteze, sistemul mecanic studiat devine un sistem liniar (ecuațiile (1) ale sistemului sînt liniare) deoarece funcțiile T și U devin funcții pătratice omogene.

În realitate, sistemele fizice sînt neliniare. Liniarizarea sistemului implică adoptarea unui număr de ipoteze de care trebuie să se țină seamă la interpretarea soluțiilor ecuațiilor diferențiale liniarizate.

Stabilirea ecuațiilor diferențiale pentru studiul vibrațiilor torsionale ale transmisiei automobilului devine posibilă după stabilirea gradelor de libertate ale sistemului (numărul coordonatelor generalizate).

Astfel, urmărind notațiile modelului automobilului reprezentat în figura 5, se remarcă existența următoarelor ecuații de legătură (proprii reductoarelor planetare) (fig. 3) :

$$\begin{aligned} \varphi_{21} - \varphi_2 &= i_2(\varphi_{22} - \varphi_2), \\ \varphi_{31} - \varphi_3 &= i_3(\varphi_{32} - \varphi_3). \end{aligned} \tag{6}$$

Sistemul studiat (fig. 5) va avea șapte grade de libertate, deci șapte coordonate generalizate.

Energia cinetică a sistemului are expresia :

$$2T = J_1\dot{\varphi}_1^2 + J_2\dot{\varphi}_2^2 + J_3\dot{\varphi}_3^2 + J_4\dot{\varphi}_4^2 + J_5\dot{\varphi}_5^2 \tag{7}$$

energia potențială, expresia :

$$2U = c_{12}(\varphi_{21} - \varphi_1)^2 + c_{20}\varphi_2^2 + c_{23}(\varphi_{31} - \varphi_{22})^2 + c_{30}\varphi_3^2 + c_{34}(\varphi_4 - \varphi_{32})^2 + c_{45}(\varphi_5 - \varphi_4)^2 \tag{8}$$

și funcția disipativă a lui Rayleigh, expresia :

$$2R = b_{12}(\dot{\varphi}_{21} - \dot{\varphi}_1)^2 + b_{20}\dot{\varphi}_2^2 + b_{23}(\dot{\varphi}_{31} - \dot{\varphi}_{22})^2 + b_{30}\dot{\varphi}_3^2 + b_{34}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_{32})^2 + b_{45}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4)^2 \tag{9}$$

în care b_{ij} este coeficientul de frecare vîscoasă al legăturii elastice c_{ij}.

Alegînd drept coordonate generalizate pe φ_1, φ_{21}, φ_{22}, φ_{31}, φ_{32}, φ_4 φ_5 și ținînd seamă de ecuațiile de legătură (6) prin aplicarea ecuației Lagrange scrisă în ipotezele amintite

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)+\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i}+\frac{\partial U}{\partial q_i}=Q_i\,;\ i=1,\ 2\ldots 5 \quad (9)$$

sistemul de ecuații diferențiale ale modelului reprezentat în figura 5, după unele transformări, are forma :

$$\begin{aligned}
&J_1\ddot{\varphi}_1 - b_{12}(\dot{\varphi}_{21}-\dot{\varphi}_1) - c_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) = M_1\\
&J_2\ddot{\varphi}_2 + b_{12}(\dot{\varphi}_{21}-\dot{\varphi}_1) + b_{20}\dot{\varphi}_2 - b_{23}(\dot{\varphi}_{31}-\dot{\varphi}_{22}) +\\
&+ c_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) + c_{20}\varphi_2 - c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) = M_2\\
&i_2\, b_{12}(\dot{\varphi}_{21}-\dot{\varphi}_1) - b_{23}(\dot{\varphi}_{31}-\dot{\varphi}_{22}) +\\
&\quad + i_2\, c_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) - c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) = 0\\
&J_3\ddot{\varphi}_3 + b_{23}(\dot{\varphi}_{31}-\dot{\varphi}_{22}) + b_{30}\dot{\varphi}_3 - b_{34}(\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_{32}) +\\
&+ c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) + c_{30}\varphi_3 - c_{34}(\varphi-\varphi_{32}) = M_3\\
&i_3\, b_{23}(\dot{\varphi}_{31}-\dot{\varphi}_{22}) - b_{34}(\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_{32}) +\\
&\quad + i_3\, c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) - c_{34}(\varphi_4-\varphi_{32}) = 0\\
&J_4\ddot{\varphi}_4 + b_{34}(\dot{\varphi}_4-\dot{\varphi}_{32}) - b_{45}(\dot{\varphi}_5-\dot{\varphi}_4) +\\
&\quad + c_{34}(\varphi_4-\varphi_{32}) - c_{45}(\varphi_5-\varphi_4) = M_4\\
&J_5\ddot{\varphi}_5 + b_{45}(\dot{\varphi}_5-\dot{\varphi}_4) + c_{45}(\varphi_5-\varphi_4) = M_5\,. \quad (10)
\end{aligned}$$

În funcție de precizia determinării coeficienților, prin rezolvarea sistemului (10), se stabilește spectrul complet al frecvențelor vibrațiilor transmisiei automobilului.

Deoarece, așa cum au arătat experiențele (oscilogramele din figurile 8 — 11), datorită pierderilor prin frecare, în transmisia automobilului frecvențele înalte sînt amortizate, prezintă interes deosebit o singură frecvență, frecvența fundamentală. Cunoscînd că frecările vîscoase nu prea mari nu influențează esențial frecvențele proprii [4], în urma confruntării cu oscilogramele din figurile 8 — 11, pentru determinarea frecvenței fundamentale sînt admise următoarele simplificări :

a. Sistemul se consideră nedisipativ ($b_{ij}=0$).

b. Momentele de inerție al blocului motor J_2 și al transmisiei principale J_3, fiind mult mai mici în comparație cu restul, se neglijează.

c. Rigiditatea longitudinală a arcului lamelar c_{45}, fiind mult mai mare în comparație cu restul, legătura dintre roți și șasiu se consideră rigidă ; elasticitatea se poate neglija $\left(\frac{1}{c_{45}}=0\right)$.

Observație. Pentru micșorarea solicitărilor dinamice maxime în transmisie, s-a propus introducerea unui element elastic între arcul punții motoare și ramă (fig. 4) [16]. Pentru o astfel de cercetare, elasticitatea longitudinală a arcului lamelar nu se poate neglija $\left(\frac{1}{c_{45}}\neq 0\right)$.

În aceste ipoteze, modelul simplificat — particularizare a celui din figura 5 — este reprezentat în figura 7, unde s-a renunțat la unele notații introduse din motive de simetrie a indicilor, adoptîndu-se cele consacrate în monografiile de specialitate. Astfel, s-a notat :

J_v — momentul de inerție al arborelui cotit solidar cu volantul și organele aferente acestuia ;

J_a — momentul de inerție al masei automobilului și al roților, redus la axa planetară ; deoarece, conform ipotezei $c_{45}=\infty$, pentru automobilul cu m roți, ținînd seamă de notațiile (2), va avea expresia :

$$J_a=\frac{G_a}{g}\cdot r^2 + mJ_r\,; \quad (11)$$

i — raportul de transmitere al cutiei de viteze (mărime variabilă) ;

i_0 — raportul de transmitere al reductorului transmisiei principale ;

M_m — momentul torsional (cuplul) motorului ;

M_r — cuplul rezistent la roată.

Conform notațiilor adoptate, urmărind modelul din figura 7, sistemul de ecuații particularizare a sistemului (10) are forma :

$$\begin{aligned}
&I_v\ddot{\varphi}_1 - c_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) = -M_m\\
&c_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) + c_{20}\varphi_2 - c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) = 0\\
&ic_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) - c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) = 0 \quad (12)\\
&c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) + c_{30}\varphi_3 - c_{34}(\varphi_4-\varphi_{32}) = 0\\
&i_0\, c_{23}(\varphi_{31}-\varphi_{22}) - c_{34}(\varphi_4-\varphi_{32}) = 0\\
&J_a\ddot{\varphi}_4 + c_{34}(\varphi_4-\varphi_{32}) = M_r\,.
\end{aligned}$$

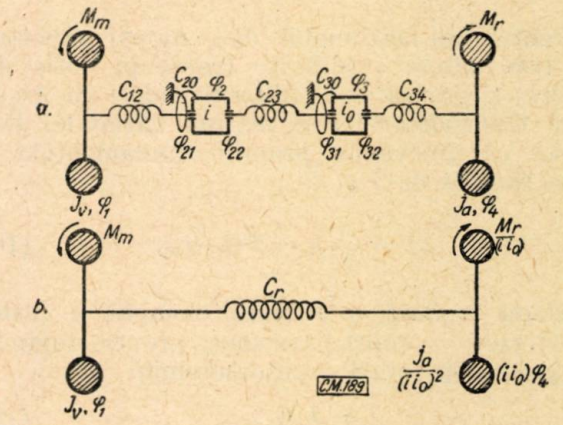


Fig. 7

Introducînd ca variabilă momentul de torsiune din arborele primar al cutiei de viteze

$$x = c_{12}(\varphi_{21}-\varphi_1) \quad (13)$$

şi ţinînd seamă de ecuaţiile de legătură (6), sistemul (12) se simplifică, devenind :

$$\frac{1}{c_r}\ddot{x} + \left[\frac{1}{J_v} + \frac{(ii_0)^2}{J_a}\right] = x\frac{1}{J_v}M_m + \frac{ii_0}{J_a}M_r, \quad (14)$$

unde c_r este rigiditatea transmisiei automobilului redusă la arborele primar al cutiei de viteze şi are expresia :

$$\frac{1}{c_r} = \frac{1}{c_{12}} + \frac{(i-1)^2}{c_{20}} + \frac{i^2}{c_{21}} + \frac{i^2(i_0-1)^2}{c_{30}} + \frac{(ii_0)^2}{c_{34}}. \quad (15)$$

Cunoscînd rigiditatea redusă c_r (15), modelul transmisiei (fig. 7 a) se poate simplifica (fig. 7 b). În cazul automobilului cu două punţi motoare, determinînd în mod analog rigiditatea redusă c_r, pentru studiul frecvenţelor fundamentale poate servi acelaşi model (fig. 7 b).

Aşa cum se obişnuieşte în teoria vibraţiilor ecuaţia (14) (care se poate verifica cu ajutorul modelului din figura 7 b), se scrie sub forma :

$$\ddot{x} + p^2x = Q(t), \quad (15)$$

în care s-a notat :

p — pulsaţia proprie fundamentală a transmisiei automobilului

$$p = \sqrt{\frac{\frac{1}{J_v} + \frac{(ii_0)^2}{\frac{G_a}{g}r^2 + mJ_r}}{\frac{1}{c_{12}} + \frac{(i-1)^2}{c_{20}} + \frac{i^2}{c_{21}} + \frac{i^2(i_0-1)^2}{c_{30}} + \frac{(ii_0)^2}{c_{34}}}}, \frac{rad}{s}; \quad (16)$$

$Q(t)$ — factor perturbator :

$$Q(t) = \frac{c_r}{J_v}M_m(t) + \frac{c_r i i_0}{\frac{G_a}{g}r^2 + mJ_r}\cdot M_r(t). \quad (17)$$

Pentru un automobil dat, numai raportul de transmitere i (diferite trepte în cutia de viteze) şi greutatea G_a (diferite valori ale greutăţii transportate) sînt mărimi variabile. Rezultă că frecvenţa proprie fundamentală f este funcţie de i şi G_a :

$$f = \frac{1}{2\pi}p = F(i, G_a). \quad (18)$$

Fiind cuplată o anumită treaptă a cutiei de viteze (i = const.) frecvenţa proprie depinde de greutatea totală a automobilului

$$f = F(G_a). \quad (19)$$

Dacă greutatea transportată este constantă (G_a = const.), frecvenţa este funcţie de raportul de transmitere al treptei cuplate în cutia de viteze (fig. 12) :

$$f = F(i). \quad (20)$$

Pentru cercetarea practică a frecvenţelor sistemului mecanic de ordinul doi, este necesar să se amintească unele proprietăţi ale modelului dinamic disipativ neautonom, a cărui ecuaţie are forma :

$$\ddot{x} + 2\,\delta p\dot{x} + p^2x = Q(t), \quad (21)$$

în care :

δ — este factorul de amortizare ;

$Q(t)$ — factorul perturbator (funcţie de timp, dezvoltabilă în seria Fourier).

Astfel, analizînd amplitudinile vibraţiilor (soluţia ecuaţiei diferenţiale (21), se remarcă următoarele valori caracteristice ale frecvenţelor [18] :

1. Frecvenţa de rezonanţă f_r — frecvenţa corespunzătoare modulului maxim al amplitudinii :

$$f_r = \frac{1}{2\pi}p\sqrt{1 - 2\,\delta^2}. \quad (22)$$

2. Frecvenţa proprie f_p — frecvenţa vibraţiilor sistemului descris de ecuaţia (21), atunci cînd factorul perturbator $Q(t)$ este un impuls :

$$f_p = \frac{1}{2\pi}p\sqrt{1 - \delta^2}. \quad (23)$$

3. Frecvenţa naturală f — frecvenţa vibraţiilor sistemului cînd disiparea energiei este nulă [16] :

$$f = \frac{1}{2\pi}p. \quad (24)$$

Atunci cînd pierderile în sistem (disiparea energiei) nu sînt prea mari — factorul de amortizare $\delta < 0{,}4$-frecvenţa proprie, practic, se confundă cu frecvenţa de rezonanţă şi cu aceea naturală. Rezultă că în sistemele liniare disipative neautonome — în cazul dat transmisia de forţă a automobilului — modulul amplitudinilor vibraţiilor este maxim (are loc rezonanţa) atunci cînd frecvenţa uneia dintre armonicele factorului perturbator coincide cu frecvenţa proprie a sistemului (care pentru amortizări nu prea mari, practic, coincide cu aceea naturală).

Bazîndu-se pe aceste observaţii s-au prelucrat oscilogramele obţinute experimental.

În experienţele efectuate pe prototipul autocamionului SR-131, în timpul trecerilor lente prin regimurile de rezonanţă în diferite trepte ale cutiei de viteze, greutatea absolută fiind G_a = = 5 800 kgf, s-au înregistrat următorii parametri care în oscilogramele din figurile 8 — 11 s-au notat cu :

1 — scara timpului (25 impulsuri pe secundă) ; 2 — turaţia roţii motoare „stînga" (4 impulsuri la o rotaţie) ; 3 — turaţia arborelui cotit (un impuls la o rotaţie) ; 4 — momentul de tor-

siune din axa planetară „stînga"; 5 — momentul de torsiune din axa planetară „dreapta"; 6 — turația roții motoare „dreapta" (4 impulsuri la o rotație).

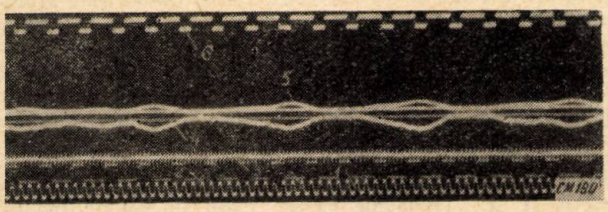


Fig. 8

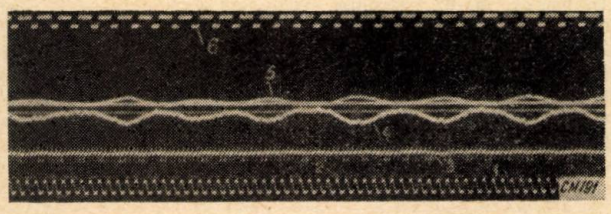


Fig. 9

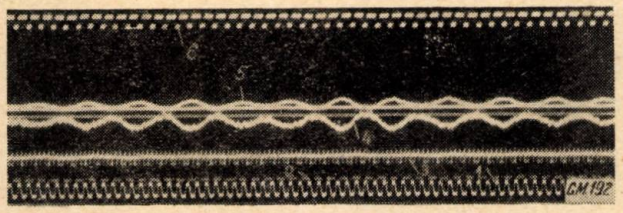


Fig. 10

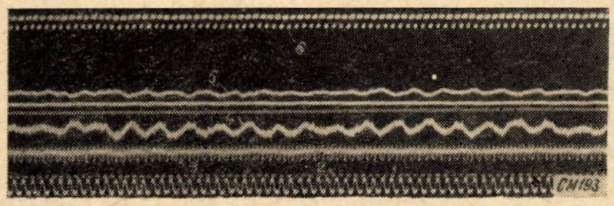


Fig. 11

Rezultatele prelucrării porțiunilor din oscilograme cu amplitudini maxime (fig. 8 — 11) sînt sistematizate în graficul din figura 12, unde s-a reprezentat dependența frecvenței proprii (mai exact a frecvenței de rezonanță) de raportul de transmitere al cutiei de viteze [20].

Observație. a. Deoarece sistemul real modelat prezintă neliniarități (care, prin ipoteză, în model s-au neglijat) spectrul real de rezonanțe, spre deosebire de acela al sistemului liniar (ipotetic), nu este discret; valorile spectrului reprezentat în figura 12 sînt valori medii.*

b. Fără a restrînge generalitatea, în analiza spectrului frecvențelor proprii ale vibrațiilor torsionale s-a făcut abstracție de fenomenul vibrațiilor autoîntreținute (autorezonanțe), semnalat în [6] și de o anumită dependență a vibrațiilor torsionale de vibrațiile de încovoiere [7].

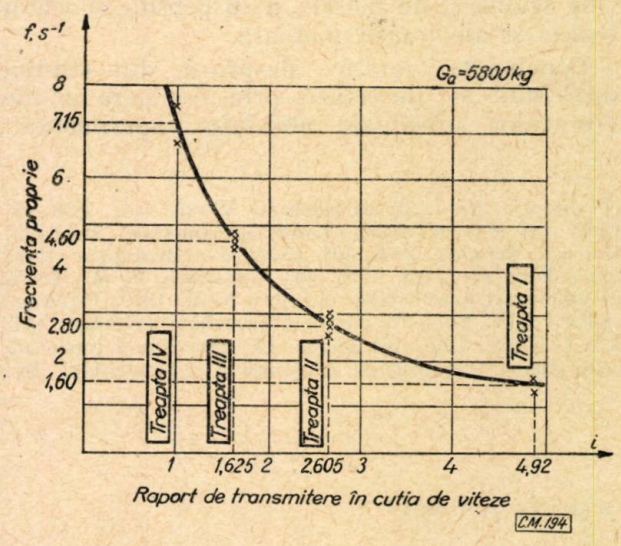


Fig. 12

Din cele arătate se desprind următoarele concluzii:

1. Spre deosebire de cele existente [9], [10], [11], [15] modelul automobilului pentru studiul vibrațiilor torsionale ale transmisiei (fig. 5) permite, în plus, cercetarea influenței următorilor parametri asupra spectrului de frecvențe proprii:

a) masa motorului, J_2;

b) masa transmisiei principale și a agregatelor solidare cu ea, J_3 (1);

c) rigiditatea unghiulară a suspensiei motorului, c_{20};

d) rigiditatea unghiulară c_{30} și longitudinală c_{45} a arcurilor lamelare montate pe puntea motoare.

Astfel, considerînd transmisia automobilului ca sistem bimasic, expresia pulsației proprii fundamentale (16), spre deosebire de cele obținute în lucrările [9] [11], conține și rigiditatea unghiulară a suspensiei motorului (deformație cauzată de momentul reactiv) și a arcurilor lamelare ale punții motoare (deformație cauzată de momentul de cabrare), ceea ce permite o cuprindere mai amplă a fenomenului.

2. În transmisia automobilului, în general, datorită frecărilor interioare și exterioare, așa cum au arătat și înregistrările din figurile 8 — 11, prezintă importanță practică deosebită vibrațiile torsionale cu frecvența apropiată de frecvența proprie fundamentală (frecvența de rezonanță) a sistemului (16), (24);

* Experiențele au fost efectuate de autor la uzinele „Steagul roșu" — Brașov, pe prototipul camionului SR-131, cu aparatura și colaborarea Institutului de mecanică aplicată din București.

celelalte armonice fiind amortizate, în prima aproximație, se pot neglija.

3. În scopul cercetării vibrațiilor torsionale în transmisia de forță se construiește modelul dinamic al automobilului și se scriu ecuațiile diferențiale; în model, comparativ cu cele existente în lucrările de specialitate, se ține seamă și de masele și suspensiile blocului motor și ale punții motoare.

Concluziile teoretice desprinse din studiul modelului se ilustrează prin oscilograme ale vibrațiilor torsionale obținute experimental.

[1] *Butenin, N. V.* Teoria kolebanîi, Vîsşaia şcola, Moscova, 1963. [2] *Kin N. Tong.* Teoria mehaniceskih kolebanii. Moscova, Maşghiz, 1963. [3] *Mazet, R.* Mécanique vibratoire. Paris et Liège, 1955. [4] *Gantmaher, F. R.* Lecții po analiticeskoi mehanike. Moscova, F. M. 1960. [5] *Kojevnikov, S. N.* Dinamica mașin s uprughimi zveniami. Izd. AN. U.R.S.S., 1961. [6] *Dudiță, Fl.* Autovibrații torsionale determinate de transmisia cardanică a automobilului. In: Construcția de Mașini, nr. 5, 1963. [7] *Dudiță, Fl.* Turații critice la încovoiere în transmisia cardanică a automobilului. In: Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr. 4, 1963. [8] *Rotenberg, F.* Kolebania podveski avtomobilea. Moscova, Maşghiz, 1960. [9] *Glaubitz, H.* Das Kraftfahrzeugtriebwerk als Dreherschwingungsproblem. In: Konstruktion, nr. 6, 1958. [10] *Ştefanovici, Iu. G.* Opredelenie krutilnih kolebanii v transmisii avtomobilea GAZ-51. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 10, 1960. [11] *He Tzi-Tzen.* Rezonansnîe regimî rabotî silovoi peredaci avtomobilea GAZ—21B. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 11, 1960. [12] *Ponomariov, S. D.* și alții. Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. 1. București Editura tehnică, 1960 (trad. din l. rusă). [13] *Parhilovski, I. G.* Avtomobilnîe listovîe ressorî. Moscova, Maşghiz, 1954. [14] *Sveşnikov, A. A.* Pricladnîe metodî teorii slucianinîh funcții. Leningrad, Sudpromghiz, 1961. [15] *Försching, H.* Triebwerks-Drehemomentschwingungen beim Anfahren und Gangenwechsel. In: ATZ, nr. 8, 1957. [16] *Semionov, V. M.* și *Armaderov, R. G.* Rabota gruzovogo avtomobilea v teajolîh dorohnîh usloviah. Moscova, Avtotransizdat, 1962. [17] *Radionov, V. F.* Proiectirovanie podveski silovogo agregata lehkovih avtomobilei. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 4, 1962. [18] *Gille, J. G.* și alții. Teoria și calculul sistemelor de reglare automată. București, Editura tehnică, 1962.

CZ 629.114.4—585.12.001.5

Metodica cercetării experimentale a comportării dinamice a transmisiei autocamionului

I. JAKAB, C. TEODOSIU, I. RUGINĂ, FL. DUDIȚĂ

Măsurarea diferiților parametri ai transmisiei are o deosebită importanță atît în etapa definitivării prototipului, cît și în timpul încercărilor de exploatare a automobilului. Cercetările efectuate asupra autocamionului SR-131 au avut ca scop studiul comportării dinamice a transmisiei în timpul proceselor staționare și nestaționare, hotărîtoare atît pentru durabilitatea organelor transmisiei, cît și pentru confortabilitatea în timpul exploatării.

Existența proceselor nestaționare este determinată mai ales de prezența în transmisie a ambreiajului care, la pornire și în timpul mersului, determină solicitări dinamice uneori superioare celor nominale.

Dintre situațiile în care apar procese nestaționare se amintesc cele mai importante: pornirea; schimbarea rapoartelor de transmitere; frînarea cu frîna de roată, frîna centrală și motorul; patinarea roților motoare; variația rezistențelor la înaintare; obstacole accidentale; trecerea prin regimurile de rezonanță.

Dintre procesele staționare—procese care apar în transmisie în timpul funcționării cu viteză constantă—prezintă interes, în primul rînd, regimurile de rezonanță.

Studiul comportării dinamice a transmisiei autocamionului necesită măsurarea mai multor mărimi: momentele de torsiune în diferite organe ale transmisiei (arborii cutiei de viteze, arborii cardanici, axele planetare), turațiile respective, frecvențele fenomenelor periodice staționare și nestaționare etc.

Deoarece între unele dintre mărimile enumerate se pot stabili relații simple care permit determinarea unora cînd se cunosc celelalte, nu toate mărimile trebuie determinate experimental. Stabilirea acelor parametri care urmează să se determine trebuie făcută în funcție de considerente de tehnică experimentală.

Analiza posibilităților concrete de măsurare a arătat că este avantajos să se măsoare următoarele mărimi: momentele de torsiune a celor două axe planetare, turațiile celor două roți motoare, turația arborelui cotit.

Modul de determinare a acestor mărimi este indicat în figura 1, în care apar: arborele cotit *1*, ambreiajul *2*, cutia de viteze *3*, frîna centrală (de mînă) *4*, transmisia cardanică *5*, transmisia principală *6*, axele planetare *7*, frînele de roată 8, traductorul tahometric de inducție *TI*, traductoarele tensometrice *TT* și colectoarele *C*.

Înregistrarea simultană a acestor mărimi, în diferite condiții de exploatare, permite obținerea unor informații suficient de complete asupra principalilor parametri care interesează.

Măsurarea momentelor de torsiune pe semiaxele planetare s-a făcut cu ajutorul traductoarelor tensometrice cu fir rezistiv. În vederea aplicării traductoarelor pe axele planetare au fost executate în prealabil degajări de 3 mm

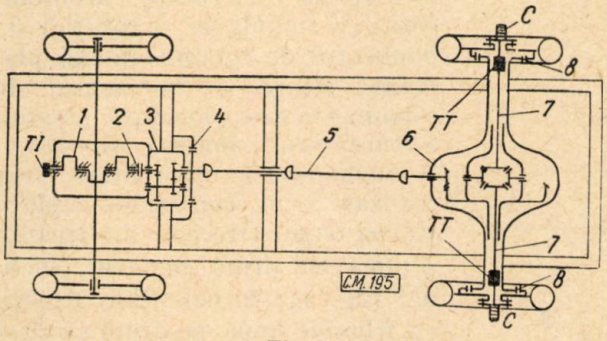


Fig. 1

adîncime, aproape de capetele exterioare ale semiaxelor, şi s-a practicat cîte un canal axial pentru scoaterea legăturilor electrice, aşa cum este arătat în figura 2 în care s-a precizat : axa planetară 1, placa pentru prinderea colectorului cu cinci inele de contact 2, rotorul colectorului 3, statorul colectorului 4, arcurile pentru imobilizarea statorului colectorului 5, firele de ieşire ale traductoarelor tensometrice 6, traductoarele tensometrice 7, stratul protector al traductoarelor tensometrice 8, carcasa punţii motoare 9, butucul roţii motoare 10.

Pe fiecare semiaxă s-au aplicat cîte 4 traductoare tensometrice, aşezate la 45° faţă de generatoare şi conectate într-o punte completă. Dispunerea pe axă a traductoarelor asigură însumarea deformaţiilor determinate de torsiune şi eliminarea eventualelor semnale date de încovoiere.

Punţile de traductoare se conectează la aparatele tensometrice prin intermediul unor co-

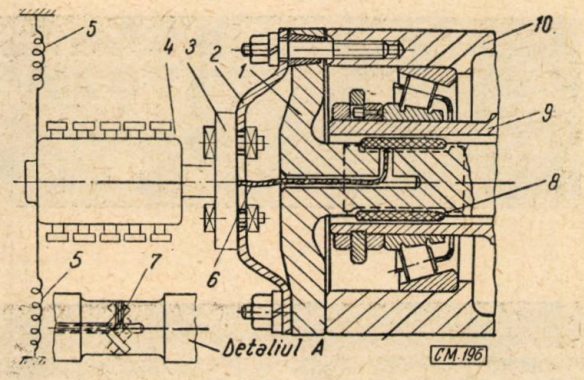


Fig. 2

lectoare cu inele, care au fost montate pe butucii roţilor motoare. Semnalele tensometrice au fost introduse în cîte un canal de amplificare de curent continuu care acţionau cîte o buclă galvanometrică a oscilografului folosit la înregistrare.

Întrucît traductoarele tensometrice măsoară deformaţii şi nu momente de torsiune, a fost necesar ca, în prealabil, să se stabilească corelaţia dintre deformaţie şi moment. Aceasta s-a făcut printr-o tarare statică cu momente de valoare cunoscută, mergînd pînă la 600 kgfm. Curbele de tarare astfel obţinute au fost verificate din nou, în acelaşi mod, după efectuarea seriei de măsurări şi demontarea axelor planetare, găsindu-se diferenţe neglijabile. S-au constatat o bună liniaritate (eroarea de neliniaritate sub 1%) şi prezenţa unui histerezis invers, a cărui mărime de asemenea n-a depăşit 1%.

Turaţia roţilor a fost măsurată cu ajutorul colectoarelor amintite, transformînd un inel de contact neutilizat în traductor tahometric care producea cîte patru impulsuri electrice de formă dreptunghiulară la fiecare rotaţie a roţii.

Turaţia motorului a fost precizată cu ajutorul unui traductor de inducţie, montat pe capătul din faţă al arborelui cotit, al cărui semnal, trecut printr-un amplificator, a fost înregistrat pe una dintre buclele oscilografului.

Schema generală a instalaţiei de măsurare este prezentată în figura 3, unde apar : punţile de traductoare 1, colectoarele cu perii 2, tensometrele tip Orion EMG 2353 3, amplificatoarele de curent continuu 4, generatoarele de joasă frecvenţă 5, traductorul de inducţie tahometric 6, sursele de alimentare 7, oscilograful magnetic 8.

În afara aparaturii menţionate, instalaţia a cuprins şi sursele de alimentare de curent continuu, precum şi un generator de joasă frecvenţă, al cărui semnal de 25 Hz a fost de asemenea înregistrat simultan cu celelalte mărimi, pentru a servi drept semnal de referinţă la stabilirea bazei de timp.

Ansamblul a fost montat pe autocamion, luîndu-se măsuri speciale pentru a se reduce la minimum efectele vibraţiilor asupra aparaturii de măsurare şi înregistrare.

Experimentările au constat în înregistrarea simultană a celor 5 mărimi arătate (2 momente şi 3 turaţii) pentru diferite regimuri de deplasare, avîndu-se în vedere în mod special regimurile tranzitorii.

Programul experimentărilor a cuprins :

— porniri şi schimbări de rapoarte de transmitere în diferite condiţii de deplasare (drum asfaltat, pietruit, accidentat, arătură, pe teren orizontal, rampe şi pante de diferite înclinaţii, trecere peste obstacole etc.) ;

— frînări cu frîna de roată, frîna centrală şi cu motorul (cu şi fără debreiere) ;

— treceri prin regimuri de rezonanţă.

Pentru a se putea cunoaște scara la care sînt înregistrate pe oscilograme momentele de torsiune, după fiecare serie de experiențe a fost înregistrat un semnal electric de etalonare,

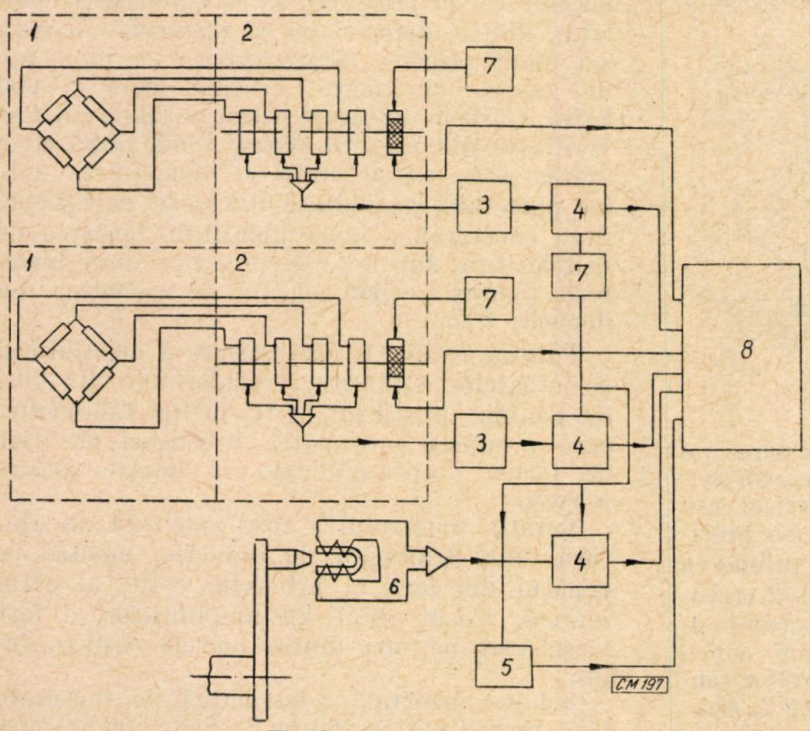


Fig. 3

prin dezechilibrarea punților de măsură ale tensometrelor, corespunzînd unei deformații cunoscute care poate fi convertită în moment, folosind constanta de tarare statică a axelor planetare, determinată pe cale experimentală.

Avînd în vedere procedeul folosit, se poate afirma că eroarea canalelor tensometrice de

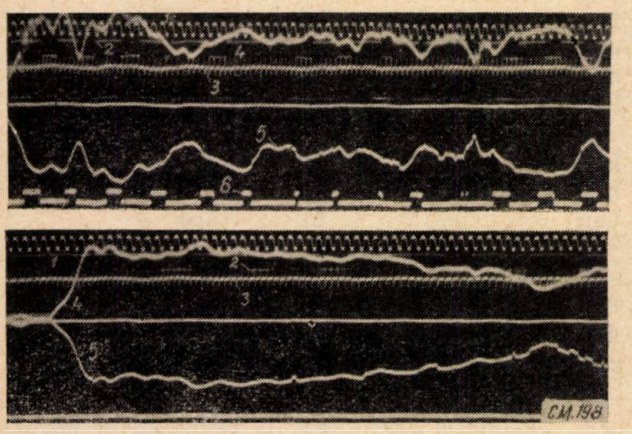


Fig. 4

măsurare a momentelor nu depășește 3%, la care se adaugă eroarea de citire a oscilogramelor.

Baza de timp avînd o eroare sub 2%, citirea intervalelor de timp s-a putut face cu aproximativ aceeași precizie.

Cîteva dintre oscilogramele obținute experimental prin metoda descrisă anterior sînt reproduse în figurile 4, 5, 6, în care s-a precizat : baza de timp (25 impulsuri/s)1 ; turația roții motoare stînga (4 impulsuri la o rotație) 2 ; turația arborelui cotit (1 impuls la o rotație) 3 ; momentul de torsiune în axa planetară stîngă 4 ; momentul de torsiune în axa planetară dreapta 5 ; turația roții motoare dreapta 6.

Oscilogramele prezentate sînt realizate : în condițiile cuplării primei trepte (trecerea din treapta a doua) pe drum nepavat, înclinat (fig. 4) ; în condițiile frînării cu frîna de mînă pe drum asfaltat orizontal (fig. 5), și oscilograma vibrațiilor torsionale în transmisie, pentru treapta a treia (fig. 6).

Prin prelucrarea oscilogramelor pe care sînt înregistrați parametrii enumerați se pot studia o serie de fenomene importante pentru transmisia autocamionului :

— delimitarea condițiilor în care apar solicitări dinamice maxime și determinarea valorilor lor ;

— influența diferențialului asupra repartizării fluxului de putere pe cele două axe (repartizarea momentelor de torsiune pe cele

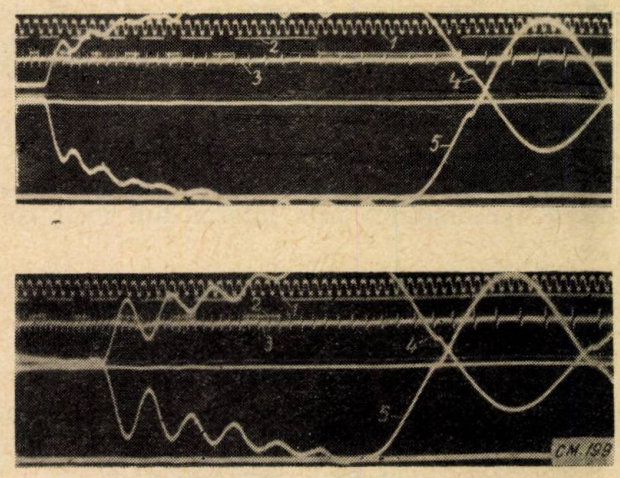


Fig. 5

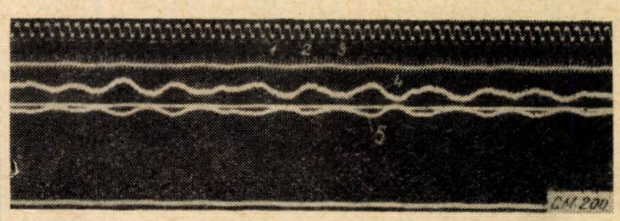


Fig. 6

două axe planetare după trecerea prin diferențial);

— influența turației inițiale a arborelui cotit asupra solicitărilor dinamice ale transmisiei (pentru același mod de ambreiere);

— influența timpului de ambreiere asupra solicitărilor dinamice ale transmisiei (pentru aceeași turație inițială a arborelui cotit);

— pierderile prin frecare în ambreiaj pentru diferite moduri de ambreiere;

— frecvența vibrațiilor torsionale în procesele staționare și nestaționare etc.

CZ 629. 113.07

O metodă grafo-analitică pentru determinarea coeficientului de rezistență aerodinamică a automobilului

Ing. CĂLIN HILOHI

Urmărirea rezistențelor de mișcare ale unui automobil — și deci și a rezistenței aerodinamice — se realizează cel mai comod prin încercarea lui pe parcurs la „rulare liberă".

Prin „rulare liberă" se înțelege mișcarea automobilului în virtutea inerției, pe un traseu orizontal. În acest caz, forța de inerție care generează mișcarea se află în echilibru dinamic cu forțele de rezistență ale mișcării.

Echilibrul dinamic amintit este exprimat prin relația:

$$-\frac{dv}{dt}\delta'\frac{G}{g} = Gf + C_a F v^2. \qquad (1)$$

în care:

G este greutatea automobilului, kgf;

δ' — „coeficientul masei reduse", prin care se ține seamă de inerția de rotație a roților automobilului;

f — coeficientul de rezistență la rulare, care în mod real include și efectul rezistențelor interioare, de regulă neglijabile, kgf/kgf;

F — proiecția suprafeței frontale maxime a automobilului pe un plan vertical, perpendicular pe axa lui longitudinală, m²;

v — viteza instantanee de deplasare a automobilului, m/s;

C_a — coeficientul de rezistență aerodinamică al automobilului, kgfs²/m⁴;

g — accelerația gravitației terestre, m/s².

Din ecuația (1) rezultă:

$$dt = -\frac{G\delta'}{gFC_a}\cdot\frac{dv}{\frac{fG}{FC_a}+v^2} \qquad (2)$$

și prin urmare timpul de rulare liberă a automobilului de la o viteză inițială dată v_i până la oprirea lui completă t_{rl}, va fi:

$$t_{rl} = \int_{v_i}^{0} dt = \frac{\delta'}{fg}\sqrt{\frac{fG}{FC_a}}\ \text{arc tg}\ v_i\sqrt{\frac{FC_a}{fG}}. \qquad (3)$$

S-a obținut astfel o corelație între parametrii constructivi ai automobilului (G, F, δ'), caracteristicile mișcării lui de rulare liberă (v_i, t_{rl}) și rezistențele la înaintare (C_a, f).

Prin însăși definiția lui (1) coeficientul C_a se poate considera, de asemenea, ca fiind un parametru constructiv al automobilului.

Problema a cărei rezolvare este propusă în lucrarea de față, este determinarea coeficientului de rezistență aerodinamică C_a, funcție de valorile celorlalți parametri care apar în ecuația (3) și care, fie că se cunosc din documentația tehnică a automobilului sau se determină în prealabil (G, F, δ'), fie că se stabilesc în procesul încercării automobilului la rulare liberă (v_i, f, t_{rl}).

În primul rînd se observă că o explicitare analitică a parametrului C_a din ecuația (3) este practic imposibilă.

De aceea pentru rezolvarea problemei enunțate se va pune ecuația (3) sub forma:

$$t_{rl} = \frac{fg}{\delta'}\sqrt{\frac{FC_a}{fG}}\ \text{arc tg}\ v_i\frac{FC_a}{fG} \qquad (4)$$

și se va nota:

$$y_1 = \text{arc tg}\ v_i\sqrt{\frac{FC_a}{fG}}, \qquad (5)$$

$$y_2 = t_{rl}\frac{fg}{\delta'}\sqrt{\frac{FC_a}{fG}}. \qquad (6)$$

În mod evident valoarea C_a care satisface ecuația (3) se va găsi la intersecția curbelor reprezentate de ecuațiile (5) și (6).

În acest fel o metodă pentru determinarea lui C_a ar constitui-o trasarea prin puncte, într-un sistem de coordonate avînd abscisa C_a și ordonata y, a funcțiilor y_1 și y_2, pentru valori arbitrare ale lui C_a; abscisa punctului de intersecție a celor două curbe, ar fi tocmai valoarea C_a căutată.

Acest procedeu este laborios, dată fiind complexitatea funcțiilor y_1, y_2 și, relativ puțin precis, deoarece în zona intersectării cele două curbe fac între ele un unghi foarte mic.

În afară de aceasta, pentru fiecare automobil încercat și pentru fiecare încercare distinctă a unuia și aceluiași automobil, funcțiile y_1 și y_2 sînt diferite, fapt care face ca operațiile de calcul să se repete ori de cîte ori un singur parametru din ecuațiile (5) sau (6) ia o altă valoare.

Se observă însă că dacă se face schimbarea de variabilă

$$v_i \sqrt{\frac{FC_a}{fG}} = x \tag{7}$$

expresiile (5) și (6) iau forma simplă:

$$y_1 = \text{arc tg } x; \tag{8}$$

$$y_2 = \frac{t_{rl}}{v_i} \cdot \frac{fg}{\delta'} x. \tag{9}$$

Mai mult, se poate nota:

$$\frac{v_i}{t_{rl}} = b_m, \tag{10}$$

— decelerația medie a mișcării și

$$\frac{fg}{\delta'} = b_0, \tag{11}$$

— decelerația în momentul opririi automobilului (se obține făcînd în (1) $v = 0$ și notînd $dv/dt = b_0$).

Se poate astfel scrie:

$$\frac{t_{ri}}{v_i} \cdot \frac{fg}{\delta'} = \frac{b_0}{b_m} = \beta, \tag{12}$$

în care β este un coeficient adimensional, a cărui mărime depinde de condițiile încercării automobilului (v_i, f, δ', t_{rl}).

Ecuația (9) va căpăta forma extrem de simplă:

$$y_2 = \beta x, \tag{13}$$

reprezentînd o dreaptă care trece prin originea axelor de coordonate, avînd panta β.

Prin urmare, problema inițială s-a redus la determinarea punctului de intersecție M al dreptei (13) cu funcția trigonometrică (8), reprezentată într-un sistem de coordonate rectangulare xoy, în care x reprezintă un parametru adimensional, complet arbitrar. Curba (8) se poate trasa funcție de x cu o mare precizie, folosind tabelele trigonometrice.

Menționăm că, deși funcția (8) este multiformă pentru valori normale ale parametrilor constructivi ai automobilelor și pentru condițiile uzuale de încercare la rulare liberă, curba ia valori cuprinse numai între limitele 0 și 1 (variațiile respective ale lui x fiind cuprinse între 0 și 1,55).

În urma celor arătate mai sus, pentru determinarea coeficientului de rezistență aerodinamică al unui automobil se va proceda astfel:

1. Lucrări preliminare.

a. Se trasează cu mare exactitate, la o scară convenabilă, funcția $y_1 = \text{arc tg } x$ pentru valori ale lui x cuprinse între 0 și 1,55, cărora le corespund valori ale funcției între 0 și 1.

Limitele arătate includ domeniul de existență a funcției pentru toate cazurile practic posibile.

b. Pe aceeași diagramă (în același sistem de coordonate) se duce segmentul de dreaptă $B'B''$ la distanța $x = 1$ de origine și paralel cu ordonata. Lungimea segmentului $B'B''$ se ia egală cu unitatea, reprezentată la scara ordonatei.

Construcția arătată la punctele a) și b) poate fi urmărită în figura 1. O dată realizată, această construcție poate servi, fără nicio mo-

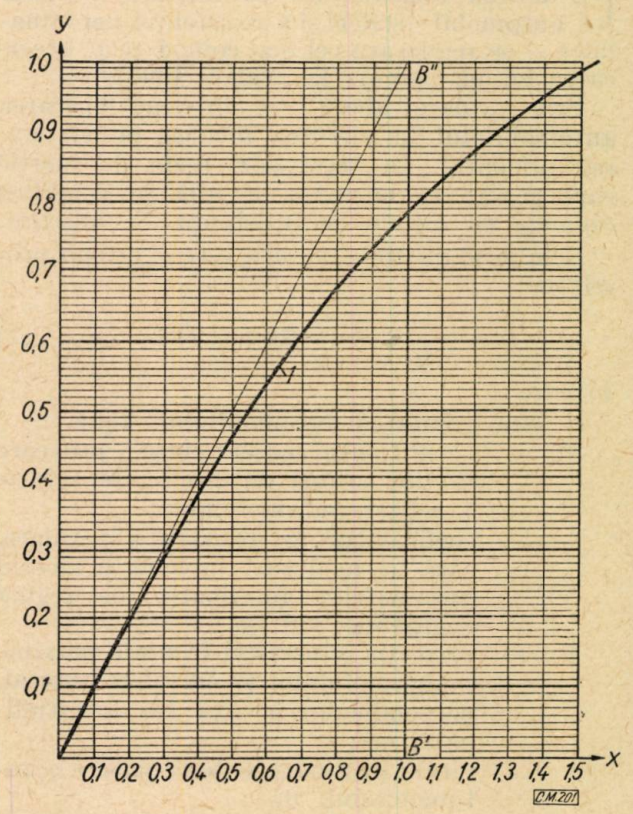


Fig. 1.

dificare, la calculul coeficientului rezistențe aerodinamice al automobilelor de cele mai diverse tipuri și categorii, încercate la rulare liberă în condiții normale.

2. Încercarea la rulare liberă

Încercarea la rulare liberă a automobilului, prin care se determină parametrul β, se face fie prin măsurarea sau calculul valorilor parametrilor f, δ', v_i, t_{rl}, fie prin măsurarea decelerației finale b_0 și calcularea decelerației medii b_m.

Condițiile și metodica de desfășurare a încercării la rulare liberă sînt, de cele mai multe

ori, standardizate şi expunerea lor depăşeşte cadrul articolului de faţă

3. *Determinări grafo-analitice*

a. Valoarea β obţinută în urma încercărilor de parcurs se înscrie pe dreapta $B'B''$ a diagramei arătate în figura 1.

b. Se trasează dreapta $y_2 = \beta x$, unind originea axelor de coordonate cu punctul (1, β) de pe segmentul $B'B''$, stabilit aşa cum s-a arătat.

Această dreaptă va intersecta curba $y_1 =$ arc tg x a diagramei într-un punct oarecare M, care poate fi situat de o parte sau de alta a segmentului $B'B''$.

În figura 2 sînt arătate operaţiile descrise, pentru două valori diferite ale parametrului β_1, β_2 corespunzînd celor două cazuri arătate.

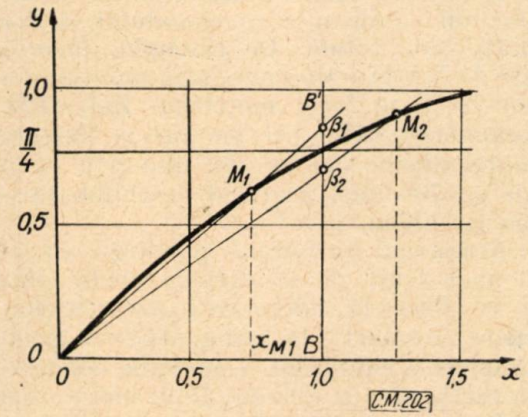


Fig. 2

c. Abscisa punctului de intersecţie a celor două curbe x_M (respectiv x_{M1} şi x_{M2} în figura 2) se introduce în formula de calcul :

$$C_a = \frac{fG}{Fv_i^2} x_M^2 \qquad (14)$$

(relaţie care provine din ecuaţia (7)), obţinîndu-se astfel valoarea parametrului căutat).

Ca urmare a faptului că funcţia y_1 se trasează din tabele trigonometrice oricît de exact se doreşte, iar funcţia y_2 este o dreaptă, valoarea x_M — şi deci C_a — rezultă cu o precizie remarcabilă.

Particularităţile automobilului încercat sau ale condiţiilor de încercare la rulare liberă intervin în calculul grafic numai prin parametrul β.

Acest lucru permite, pe de o parte, utilizarea generală a diagramei arătate în figura 1, iar pe de altă parte, reducerea substanţială a timpului de calcul, ca urmare a simplificării extreme a operaţiilor grafice.

Metoda propusă permite în plus o analizare şi o apreciere concludentă a condiţiilor în care a avut — sau trebuie să aibă loc — încercarea la rulare liberă.

Din diagramă (fig. 1) rezultă că pentru determinarea exactă a intersecţiei funcţiilor y_1 şi y_2, β trebuie să aibă valori cît mai mici. Or, valoarea acestui parametru pentru un acelaşi automobil încercat în condiţii exterioare similare depinde de viteza iniţială a rulării libere.

Unor valori maxime admisibile , β = 0,92 — — 0,93, corespund viteze iniţiale de rulare liberă, minime, de 38—40 km/h, pentru majoritatea automobilelor.

Dacă se pune ecuaţia (14) sub forma :

$$C_a = \frac{fG}{F}\left(\frac{x_M}{v_i}\right)^2, \qquad (15)$$

rezultă şi mai concludent că atunci cînd v_i — şi ca urmare x_M — tind spre zero, coeficientul de rezistenţă aerodinamică devine tot mai nedeterminat. De aceea se cere, în general, ca viteza iniţială a rulării libere să nu fie sub 50 km/h.

În continuare se va aplica metoda propusă pentru un autocamion SR-131, la care s-a determinat coeficientul de rezistenţă aerodinamică şi prin altă metodă [2].

Se dau următoarele date caracteristice ale automobilului şi ale încercării lui la rulare liberă :

G — 6 025 kgf ;
F — 4,2 m² ;
δ' — 1,04 ;
f — 0,0151 kgf/kgf ;
v_i — 13,7 m/s (49,4 km/h) ;
t_{rl} — 86,6 s.

Folosind ecuaţia (12) se găseşte :

$$\beta = 0{,}897,$$

iar din diagrama din fig. 1 rezultă, prin calcul grafic :

$$x_M = 0{,}6$$

şi, prin urmare :

$$C_a = \frac{0{,}0151 \cdot 6\,025 \cdot 0{,}6^2}{4{,}2 \cdot 13{,}7^2} = 0{,}0558 \text{ kgfs}^2/\text{m}^4.$$

Prin altă metodă [2] se găsise, pentru acest autocamion :

$$C_a = 0{,}0533 \cdot 1{,}04 = 0{,}0556 \text{ kgfs}^2/\text{m}^4.$$

Rezultatele obţinute prin cele două metode coincid, aproximativ, însă considerentele arătate mai sus înclină să se dea preferinţă metodei expuse în articolul de faţă.

[1] *Zimeliev, G. V.* Teoria automobilului Maşghiz, 1959.
[2] *Hilohi, C.* În legătură cu determinarea coeficientului de rezistenţă aerodinamică al unui automobil, prin metoda încercării lui la rulare liberă. In : Revista Transporturilor, nr. 5, 1963.

CZ 621.431.73 : 629.114.4(09)

Motorul SR-211 și posibilitățile lui de perfecționare în viitor

GÜNTHER SCHENKER și CONSTANTIN IVĂNEANU

La elaborarea proiectului noului motor de autocamion, Uzinele „Steagul roșu" s-au orientat după tendințele actuale în construcția motoarelor de automobil, așa cum se manifestă acestea în principalele țări constructoare de mașini. Analiza acestor tendințe a scos în evidență faptul că motoarele cu așezarea cilindrilor în linie au început să fie înlocuite, pe scară tot mai largă, de motoarele cu cilindri dispuși în V.

Astfel, noile automobile sovietice echipate cu motoare de capacitate cilindrică apropiată de aceea a acestui motor folosesc, aproape exclusiv, soluția constructivă a motorului cu 8 cilindri în V ca, de exemplu : autocamionul de 4 t sarcină utilă, ZIL—130 și autoturismul ZIL—111, realizate de uzinele „Lihaciov" din Moscova, și autoturismul Ciaika GAZ-13, construit de Uzinele de automobile din Gorki.

De asemenea, automobilele noi fabricate în S.U.A. sînt înzestrate, în majoritate, cu motoare cu cilindri în V. Astfel, din numărul total de automobile fabricate în anii 1955 și 1956, 81,5%, respectiv 85,4%, erau motoare în V.

Această tendință de înlocuire a motoarelor cu cilindri așezați în linie prin motoare cu cilindri dispuși în V, pentru categoria de motoare în care se încadrează și motoarele SR—211 constituie, după părerea specialiștilor, o linie rațională, justificată din punct de vedere constructiv, tehnologic și economic.

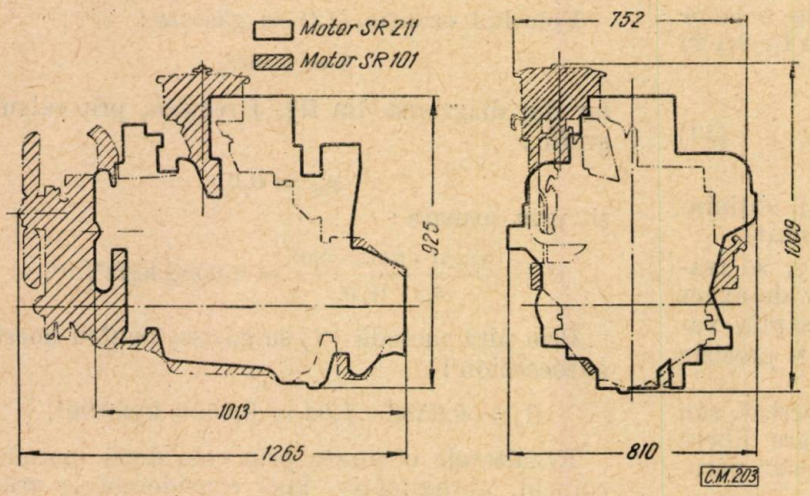


Fig. 1

Superioritatea motoarelor cu 8 cilindri în V, față de motoarele cu 6 cilindri în linie, este determinată, printre altele și de următorii factori :

— Grad de uniformitate mai mare în timpul funcționării ; la două rotații complete ale arborelui cotit au loc opt aprinderi în loc de șase, ceea ce realizează un mers mai uniform.

— Datorită construcției mai compacte, motorul cu 8 cilindri în V are un ancombrament total mult mai redus și o greutate specifică mai mică ; aceasta se poate vedea în figura 1, unde sînt reprezentate prin contur motoarele SR—211 și SR—101 ; motorul SR—211 are o greutate specifică de 2,28 kg/CP față de SR—101 a cărui greutate specifică este de 4,48 kg/CP.

— O consecință favorabilă a ancombramentului redus o constituie posibilitatea micșorării distanței dintre axele autocamionului, respectiv a lungimii totale a autovehiculului și deci a greutății sale totale. De exemplu, încercările făcute de NAMI—Moscova, prin montarea unui motor în V în locul motorului ZIL—120 pe autocamionul ZIL—151 au dus la micșorarea distanței dintre axe cu 365 mm și a lungimii totale cu 700 mm, păstrînd neschimbate platforma și cabina.

— Amestecul carburant parcurge un drum mult mai scurt de la carburator la cilindri, ceea ce duce la micșorarea rezistențelor de scurgere, respectiv la îmbunătățirea gradului de umplere a cilindrilor. Lungimile conductelor de la carburator la cilindri, fiind mai apropiate ca valoare între ele, determină și o alimentare mai uniformă a cilindrilor. Îmbunătățirea gradului de umplere și alimentarea mai uniformă au ca efect mărirea puterii motorului.

— Motorul cu așezarea cilindrilor în V este avantajos și din punctul de vedere al prețului de cost. De exemplu, motorul Buick cu 8 cilindri în V este mai ieftin cu 7% decît motorul cu 8 cilindri în linie, de performanțe similare, al aceleiași firme.

— Prin construcția mai compactă a motorului, se scurtează și arborele cotit, creîndu-se condiții tehnologice favorabile pentru realizarea sa prin turnare, ceea ce reduce volumul prelucrărilor și, implicit, prețul de cost. Ca exemple de motoare cu arbori turnați se pot cita : motorul Ciaika, unele tipuri de motoare ale companiei Ford, Packard și altele.

Prototipul motorului nou cu 8 cilindri în V, proiectat și executat la U.S.R.B., poartă simbolul SR—211, și a trecut cu succes probele de omologare în fața unei comisii de experți,

astfel încît proiectanții, la inițiativa forurilor superioare, au trecut imediat și la studierea posibilității derivării din acest motor a altor tipuri, pentru a realiza în final o familie de motoare tipizate.

Ideea ca dintr-un motor de bază să se realizeze, prin derivare, o familie de motoare tipizate prezintă o serie de avantaje importante, printre care se citează doar cîteva, și anume :

— folosirea la mai multe motoare a principalelor piese ca, de exemplu : piston, bielă, segmenți, cuzineți, supape, culbutoare, tacheți, filtru de ulei, pompa de ulei, eventual în unele cazuri, chiar și chiulasa, dinamul, demarorul și alte piese sau agregate ;

— investiții suplimentare minime pentru a fabrica motoare derivate ;

— aprovizionarea cu materiale pentru fabricație unificată și simplificată ;

— în exploatare sau în atelierele de reparații, stocuri de piese de schimb, comune pentru diferite motoare ;

— personalul de exploatare și reparații lucrînd cu motoare tipizate se califică mai ușor și mai repede ;

— ca urmare directă a acestei tipizări rezultă un preț de cost în exploatare și fabricație mai scăzut.

După enumerarea principiilor de bază care au stat la baza proiectării noului motor SR—211, se indică în tabela 1 principalii indici tehnico-economici ai acestui motor, SR—211, în comparație cu indicii similari ai motorului SR—101.

Aplicînd în cursul procesului de proiectare o serie de soluții constructive și tehnologice moderne, a fost posibilă realizarea indicilor tehnico-economici arătați în tabela 1.

Arhitectura generală a motorului SR—211 reiese din secțiunile longitudinală și transversală, reprezentate în figura 2.

În cele ce urmează, se dau cîteva amănunte tehnice privind principalele piese și subansambluri ale motorului. Astfel, blocul cilindrilor se prezintă ca o construcție monobloc, actualmente turnat din fontă cenușie, în care se montează cămășile cilindrilor umede, din fontă aliată, cu mare rezistență la uzură. Chiulasele motorului sînt din fontă cenușie, comune pentru cîte 4 cilindri, numai ghidurile de supape fiind executate din fontă perlitică aliată cu crom-vanadiu. Camera de ardere este realizată în formă de pană, asigurînd o ardere lină și mărind astfel randamentul termic al motorului.

Pistoanele sînt realizate din aliaj de aluminiu-siliciu hipoeutectic, cu inserții de oțel de

Tabela 1

Indici	SR—101	SR—211
Numărul cilindrilor	6	8
Dispunerea cilindrilor	în linie	în V, de 90
Cilindreea totală, l	5,55	5,03
Raportul de compresiune	6,2	6,7
Cursa × aleazaj, mm	114,2×101,6	85×97
Raport cursă-alezaj	1,125	0,878
Puterea nominală, CP (după DIN 70020)	90	140
Puterea maximă, CP	95	151
Turația la puterea nominală, rot/min	2 400	3 600
Turația la puterea maximă, rot/min	2 800	4 000
Momentul motor maxim, kgfm	30,5	32
Turația la momentul maxim, rot/min	1 200—1 400	2 100—2 500
Puterea litrică, CP/l	17,1	30
Momentul litric, kgfm/l	5,50	6,35
Consumul specific de combustibil optim pe caracteristica externă, g/CPh	255	240
Greutatea motorului echipat complet, fără cutie de viteze și ambreiaj, kg	426	344
Greutatea specifică, kgf/CP	4,48	2,28

tip autoterm, asigurînd dilatări reduse chiar la un regim termic intens. Segmentul de compresiune superior, din fontă aliată, este cromat pe suprafața activă, reducîndu-se astfel uzura și mărindu-se durata de funcționare. Segmentul raclor, din tablă de oțel cromat, are pe suprafețele active un arc expandor care asigură timp îndelungat un consum redus de ulei. Arborele cotit complet echilibrat este turnat din fontă nodulară. Supapele sînt executate dintr-un oțel feritic cu carburi, bogat aliat cu crom-siliciu. Supapele de evacuare sînt răcite cu sodiu și stelitate pe partea conică a ciupercii. Scaunul supapei de evacuare este executat din stelit și presat în chiulasă. Stelitul asigură o mare rezistență la temperatură, uzură și coroziune. Carburatorul utilizat actualmente are patru camere de amestec, asigurînd, împreună cu colectorul de admisie, o umplere destul de omogenă a tuturor cilindrilor. Filtrul de aer se poate livra în două variante, și anume : cu element de filtrare din hîrtie de tip micronic, realizînd o filtrare fină, cu un randament ridicat și căderi minime de presiune, sau de tip umed, cu o carcasă din tablă, prevăzut cu baie de ulei și element de filtrare din păr de cal sau fire sintetice.

La întocmirea proiectului motorului SR—211 s-a avut în vedere ca într-un viitor apropiat, în funcție de necesități, să fie posibilă o îmbunătățire a performanțelor sale.

De exemplu : un mijloc eficient pentru a mări puterea motorului și pentru a ameliora unii parametrii funcționali este studiul mai amănunțit al distribuției, în sensul de a elabora came pentru comanda supapelor care să permită o

O creștere a puterii cu circa 5—8% se mai poate obține și prin introducerea unor camere de ardere bine studiate, cu un grad mare de turbionare a amestecului. Chiar și numai o prelucrare completă a tuturor camerelor de

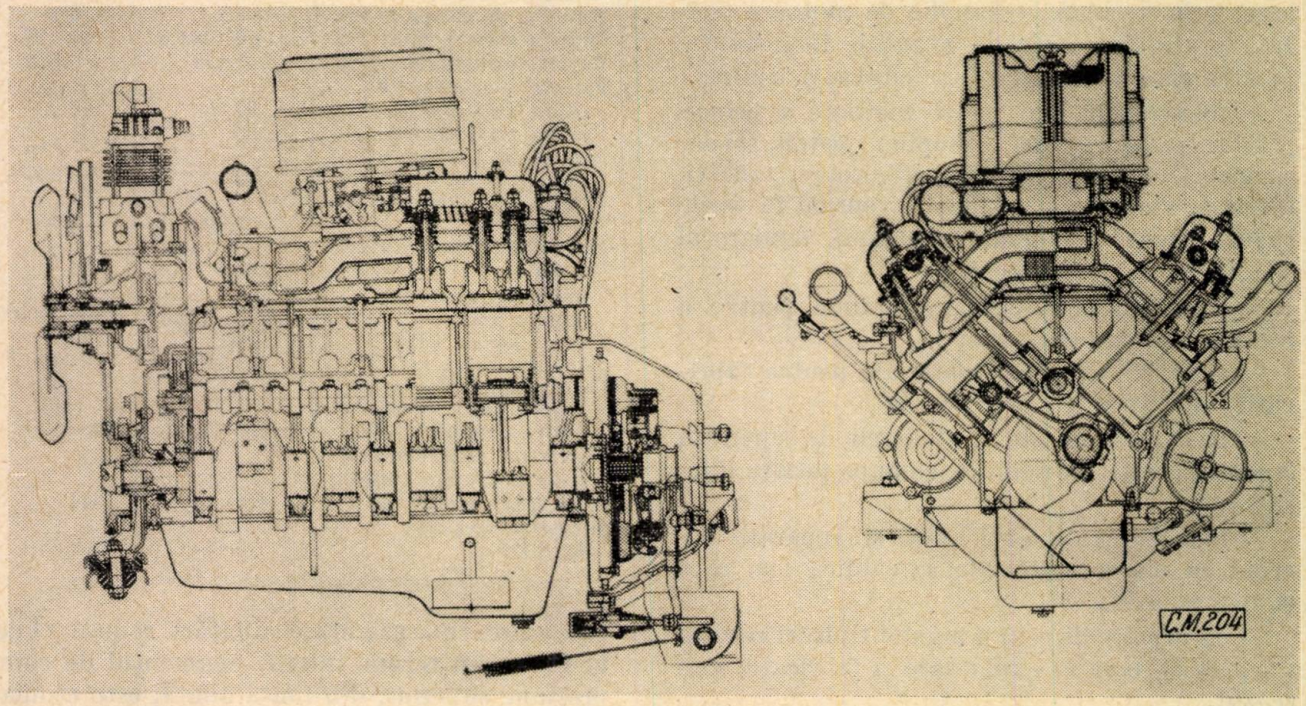


Fig. 2

trecere maximă a gazelor în timp (cronosecțiune mare) și de a proiecta arcuri de supape mai puternice, pentru a putea mări turația maximă a motorului. Îmbunătățirea distribuției în sensul arătat poate determina o creștere a puterii cu circa 10%.

Motorul SR—211 permite și o creștere a cilindreei printr-o mărire ușoară a cursei de la 85 la 86 mm și a alezajului de la 97 mm la 100 mm. Modificînd aceste dimensiuni cilindreea crește de la 5,03 la 5,4 litri, fapt care poate duce la o sporire a puterii cu 8%, adică cu 12—14 CP. Aceste modificări însă sînt de natură a mări sortimentul pieselor de schimb necesare în exploatare și de aceea, în primă instanță, nu se recomandă a se recurge la această posibilitate.

O creștere a puterii cu circa 5—8% se poate obține și prin îmbunătățirea tubulaturii galeriei de admisie, prin studierea și corelarea avansului de aprindere cu turația sau realizarea unui coeficient de umplere mai bun prin utilizarea mai multor carburatoare. Măsurile enumerate duc, în mod implicit, și la reducerea consumului specific de combustibil, în special la sarcini parțiale, regim la care motoarele autovehiculelor funcționează cel mai frecvent.

ardere, operație prin care se asigură o uniformitate mai mare a raportului de comprimare între cilindri, duce la îmbunătățirea performanțelor motorului.

În prezent însă, datorită formei specifice a camerei de ardere, fără o reproiectare a acesteia nu se poate trece la o prelucrare rațională și productivă și, în consecință, efectul scontat nu poate fi imediat realizat.

Mărirea raportului de comprimare la motoarele cu ardere internă duce la creșterea continuă a puterii și la reducerea consumului specific. Practic, s-a observat că la motoarele cu aprindere prin scînteie, creșterea raportului de comprimare este limitată la $\varepsilon = 12-14$, pentru care creșterea randamentului termic, datorită măririi raportului de comprimare, este compensată de pierderi mecanice și de altă natură. Deoarece motorul SR—211 are în prezent un raport de compresiune de $\varepsilon = 6{,}7$, prin mărirea lui la $\varepsilon = 8$ se poate conta în orice caz pe un spor de putere. Ca și pentru alte fenomene din motor, nu există formule matematice riguroase prin care s-ar putea determina creșterea puterii în funcție de creșterea raportului de comprimare. Pe baza unor ipoteze simplificatoare se poate însă calcula această creștere

de putere, cu suficientă aproximație, urmînd ca ulterior valorile determinate să fie confirmate prin experimentări.

Plecînd de la relația $P_e = p_e\, n \cdot \frac{V_t}{900}$, CP,

unde :

p_e este presiunea medie efectivă, kgf/cm²;

n — turația motorului, rot/min;

V_t — cilindreea totală a motorului, l;

iar $p_e = \eta_T \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{Q}{V_t}$,

în care :

η_T este randamentul termic pentru gaze ideale,

$\frac{Q}{V}$ — căldura furnizată pentru 1 m³ de amestec combustibil-aer,

în cazul unui motor la care se mărește numai ε și se utilizează o benzină cu cifră octanică mai bună, se poate scrie relația :

$$P_e = C \cdot \eta_T \cdot n.$$

Pentru un ciclu motor cu arderea și evacuarea la volum constant

$$\eta_T = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

în care :

$$k = 1{,}4,$$

rezultă pentru $\varepsilon = 6{,}7$; $\eta_T = 1 - \frac{1}{6{,}3^{0{,}4}} = 0{,}534$,

iar pentru $\varepsilon = 8$, $\eta_{T_2} = 1 - \frac{1}{8^{0{,}4}} = 0{,}565$,

deci o creștere cu aproximativ 6%. Admițînd că în mod proporțional va crește și turația puterii maxime, se obține :

$$P_{e1} = P_e \cdot \frac{\eta_{T_2}}{\eta_{T_1}} \cdot \frac{n_2}{n_1}.$$

Cunoscînd puterea maximă și turația motorului pentru $\varepsilon = 6{,}7$, puterea motorului cu $\varepsilon = 8$ devine : $P_{e1} = 151 \cdot \frac{0{,}565}{0{,}534} \cdot \frac{4\,250}{4\,000} \cong 170$ CP.

Trebuie să se precizeze că și pe cale practică în atelierul de prototipuri și experimentări al uzinei s-a determinat, la unul și același motor SR—211, creșterea de putere prin sporirea raportului de comprimare la valoarea indicată în calculul sumar arătat. Folosind și o benzină superioară, cu cifra octanică 90, s-a obținut o putere maximă de 174 CP la o turație de 4 300 rot/min și un moment maxim de 34 kgfm la 2 470 rot/min. Caracteristica exterioară a motorului cu raportul de comprimare 6,7 și 8 este reprezentată în figura 3.

O altă posibilitate care merită să fie luată în considerare este supraalimentarea motorului V8.

Industria noastră de autovehicule necesită un număr de motoare V8 de cilindree mărită pentru echiparea autobuzelor. Aceste motoare

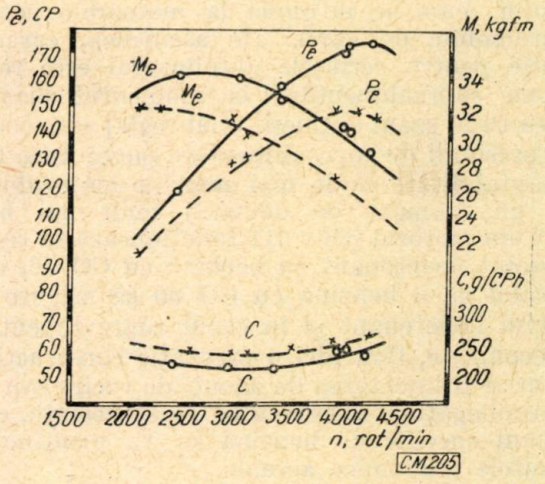


Fig. 3

trebuie să asigure un moment maxim de 42 kgfm, care poate fi obținut și prin supraalimentarea motorului de 5 l, pentru a se atinge o presiune medie efectivă de 10,5 kg/cm² în loc de 8 kg/cm² (presiune medie efectivă de lucru în cazul funcționării normale la un moment maxim de 32 kgm).

Dacă se neglijează variația randamentului termic foarte redusă pentru un grad mic de supraalimentare, se poate scrie :

$$p'_{me} = \psi \cdot f \cdot p_{me},$$

unde :

indicele ′ (prim) indică supraalimentarea;

ψ — coeficientul reușitei spălării gazelor arse, circa 0,9;

f — gradul de supraalimentare :

$$f = \frac{p'_{me}}{p_{me}} \cdot \frac{1}{\psi} = 1{,}45,$$

întrucît :

$$\frac{p'}{p} = f\,\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = 1{,}45 \cdot \frac{5{,}7}{6{,}7} = 1{,}23.$$

Este suficientă deci o suprapresiune de 170 mm Hg în galeria de admisie pentru a crește momentul maxim pînă la valoarea necesară.

Debitul de aer necesar pentru supraalimentare și care stă la baza dimensionării compresorului este :

$$V' = V_A \cdot \frac{p'}{p} \cdot \frac{T}{T'} = 325 \cdot \frac{930}{760} \cdot \frac{273}{340} = 320\ \text{Nm}^3/\text{h},$$

la 2000 rot/min ale motorului.

Bineînțeles că supraalimentarea este legată de anumite dificultăți. Trebuie subliniat însă că o supraalimentare, cum este cazul celei propuse, nu ridică probleme de aceeași pondere ca în cazul cînd se folosește supraalimentarea pentru a scoate maximumul de posibilități dintr-un motor, cum se întîmplă la motoarele pentru automobile de curse. De asemenea, caracteristic pentru cerințele autobuzului este realizarea supraalimentării la momentul maxim, ceea ce în cazul obținerii unui reglaj convenabil al presiunii de supraalimentare poate duce la o adaptabilitate mult mai mare a motorului și la un moment de demaraj mult mai bun.

Cum motorul SR—211 funcționează în regim absolut nedetonant cu benzină cu CO 76, este posibil ca o benzină cu CO 80 să asigure un regim nedetonant și în cazul supraalimentării preconizate, fără nici o precauție constructivă, cum ar fi injectarea de agenți de răcire sau supraîmbogățirea amestecului. În consecință, consumul specific de benzină se va menține în limitele economice actuale.

Cu unele măsuri de întărire a bielei și a pistonului și cu folosirea cuzineților din aliaj aluminiu-staniu reticular, motorul ar face față suprasolicitărilor mecanice; în ceea ce privește fluxul termic, sistemul de răcire, atît al organelor motorului, cît și al motorului însuși pe autobuz, este suficient de larg dimensionat pentru a asigura răcirea suplimentară necesară.

Influența supraalimentării asupra durabilității motorului va fi pozitivă în sensul că motorul va funcționa la un regim termic mai apropiat de cel optim, fiind mai încărcat termic, evitîndu-se deci uzurile datorită funcționării motorului prea rece, cele mai grave în prezent. Durabilitatea motorului de bază utilizat fără supraalimentare, nu va putea avea decît de cîștigat din această ușoară supradimensionare.

Construcția actuală a turbosuflantelor s-a simplificat în măsură atît de mare, încît se reușește să se mențină același preț pe CP al motorului în cele două variante, cu și fără supraalimentare. În cazul considerat apare mai convenabil, ca aprovizionare și ca pregătire a fabricației, adăugarea unui agregat (turbosuflantă), decît fabricarea unui al doilea motor cu cilindreea de circa 6 l, în proporție redusă la sub 10% față de producția de bază.

Economicitatea motorului SR—211 poate fi considerată bună, în raport cu aceea a altor motoare cu raportul de compresiune 6,7. Consumul specific minim de 220 g/CPh se încadrează în coordonatele $p_e = 6-7$ kgf/cm² și $n = 1\,600-2\,300$ rot/min. La încărcare $p_e \geqslant 4$ kgf/cm² și $c_e \leqslant 250$ g/CPh, adică pe mai mult de jumătate din domeniul de funcționarea motorului, acesta prezintă un consum redus. Creșterea consumului specific cu scăderea sarcinii este lentă ($c = 700$ g/CPh numai la $p_e = 1$ kgf/cm²). Aceste performanțe sînt dintre cele mai bune care pot fi găsite la motoarele de autocamion.

În viitor se pot aduce unele perfecționări care să-i mărească motorului economicitatea proprie. Printre acestea, se pot cita:

— îmbunătățirea legii de avans la sarcini parțiale prin creșterea avansului maxim permis de mecanismul de reglare vacuumatic, fapt care atrage o coborîre a curbei de izoconsum de 300 g/CPh de la 3 kgf/cm² la 2,7 kgf/cm²;

— reducerea consumului la mers în gol forțat (mers în pantă), măsură care ar fi deosebit de utilă pentru țara noastră, unde drumurile au numeroase declivități, și care ar reduce consumul mediu cu circa 2 l /100 km; măsura poate fi aplicată simultan cu introducerea frînei de motor, care scurtcircuitează carburatorul în timpul coborîrii și care, pe lîngă economia de combustibil, mărește siguranța circulației și durabilitatea frînelor;

— suspendarea funcționării ventilatorului la sarcini parțiale aduce o scădere a consumului specific, în special la turații mari; ea poate fi realizată prin acționarea indirectă a ventilatorului cu comandă termostatică;

— folosirea în exploatare a uleiului cu bisulfură de molibden, care, prin reducerea coeficientului de frecare între piese reduce și puterea pierdută prin frecări.

În afară de măsurile de mai sus, aplicate pe scară destul de mare la alte tipuri de motoare, mai sînt și măsuri de perspectivă, legate efectiv de punerea la punct teoretică sau constructivă a motoarelor. Dintre acestea se menționează măsurile constructive pentru funcționarea cu amestecuri foarte sărace, cum ar fi: stratificarea amestecurilor, aprinderea în cameră separată, bujii cu trei electrozi, injecție de benzină etc.

Durabilitatea pieselor motorului SR—211 s-a prezentat, încă de la prototip, destul de bună. Cuplul mai periclitat a fost cuplul camă-tachet, în care se produceau gripaje ale tachetului, urmate de uzarea rapidă a camei, încă din primele ore de funcționare. Ca urmare a unei serii de măsuri (îmbunătățirea geometriei profilului și a structurii materialului camei, aplicarea bisulfurii de molibden la montaj, și la rodaj, evitarea diluării uleiului cu apă sau benzină etc.), s-au redus uzurile respective sub 5%, cu tendința de scădere în continuare.

Un factor de mare importantă asupra durabilității motorului SR—211, conceput la nivelul motoarelor moderne, deci cu viteze relative și încărcări specifice mari, îl constituie calitatea uleiului întrebuințat în exploatare. Aditivii de indice de viscozitate, detergenții antioxidanți și de mare presiune — cu care sînt prevăzute toate uleiurile moderne, contribuie la menținerea calităților de onctuozitate ale uleiului, în toate regimurile de lucru și pe o durată de timp foarte mare. Performanțele de durabilitate mari

ale unor motoare recente sînt atribuite, fără rezerve și în cea mai mare parte, utilizării uleiurilor aditivate.

Pentru a asigura o aerisire eficientă a carterului la toate regimurile și deci a întîrzia degradarea uleiului prin condensarea produselor de ardere care scapă în carter, se preconizează introducerea unui sistem îmbunătățit de aerisire a carterului.

Contrar părerii obișnuite că uzura s-ar accentua cu turația sau cu încărcarea motorului, încercările și exploatarea au dovedit că o funcționare a motorului la sarcină redusă și cu opriri dese accentuează uzurile prin răcirea motorului, favorizînd apariția compușilor corosivi, diluarea uleiului cu apă și benzină și alterarea lui prin formarea de sedimente. Întrucît puterea maximă a motorului este ridicată și cum, în consecință, și capacitatea lui de răcire este dimensionată ca atare, pentru a diminua aceste efecte nedorite motorul va fi echipat cu termostate noi cu pastă dilatantă. Pe de altă parte, radiatoarele autocamioanelor „Steagul roșu" au fost prevăzute cu jaluzele, cu ajutorul cărora se poate regla din cabină intensitatea răcirii radiatorului și deci temperatura apei de intrare în motor.

În sensul măririi durabilității motorului acționează și măsurile care, îmbunătățind calitatea arderii, înlăturînd spălarea cilindrilor cu benzină la mersul în pantă, ridicînd temperatura generală a motorului și reducînd coeficientul de frecare, contribuie atît la reducerea uzurii, cît și la menținerea calităților uleiului.

CZ 629.114.4(09)

Tehnologii moderne în fabricația autocamioanelor „Steagul roșu"

Ing. NICOLAE CHIRIL

Fabricația de autocamioane pune în fața tehnologilor și a proiectanților de SDV-uri probleme noi și deosebit de complexe, întrucît tehnologia de fabricație determină în cel mai înalt grad eficacitatea economică a fabricației și, în aceeași măsură, condiționează calitatea produsului.

Stabilirea tehnologiei de fabricație în diferite etape ale construcției de automobile depinde de foarte mulți factori, ca: mărimea seriei de fabricație, existența sau posibilitatea dotării uzinei cu mașini și utilaje adecvate, dinamica de creștere a producției în timp, frecvența de schimbare a tipurilor constructive, numărul de produse fabricate etc.

La Uzinele „Steagul roșu" Brașov tehnologia de fabricație a evoluat începînd din anul 1954, îmbrăcînd diferite forme în funcție de condițiile specifice etapei respective.

Astfel, tehnologia aplicată în primii ani de fabricație se caracteriza prin folosirea integrală a mașinilor-unelte universale, a dispozitivelor de strîngere cu acționare manuală, a sculelor universale, alături de cele speciale, și prin dotarea cu mijloace de control încă insuficiente. Mecanizarea lucrărilor grele și a transporturilor era în fază de început. Mai tîrziu, ca urmare a rezultatelor pozitive obținute cu autocamioanele SR-101 în exploatare, creșterea rapidă a cererii de autocamioane a determinat conducerea uzinei să treacă la pregătirea fabricației pentru o serie mai mare, avînd în vedere și perspectiva de creștere continuă a capacității de producție a uzinei.

Îmbunătățirea necontenită a proceselor tehnologice, cum și introducerea tehnologiilor moderne, au făcut ca an de an volumul producției de autocamioane să crească și, o dată cu aceasta, să se îmbunătățească toți indicii de plan, obținîndu-se treptat și reduceri substanțiale ale prețului de cost.

Se poate menționa, în acest sens, faptul că la autocamionul SR-101, prin îmbunătățirea continuă a proceselor tehnologice și prin perfecționarea continuă a metodelor de debitare a materialelor, consumul specific de metal a scăzut de la 6 500 kg/camion, în anul 1954, la 3 617 kg/camion, în anul 1962, realizîndu-se în acest interval economii de peste 100 000 t metal.

Tot aici trebuie să menționăm și reducerea manoperei specifice, care în anul 1962 era de peste zece ori mai scăzută decît manopera din anul 1954.

Experiența acumulată de cadrele tehnico-inginerești ale uzinei, cu ocazia proiectării și îmbunătățirii tehnologiei autocamionului SR-101, a fost de un real folos în momentul cînd uzina a trecut la construcția noilor autocamioane, care prin complexitatea lor reclamau proiectarea unei tehnologii moderne care să asigure realizarea tuturor cerințelor de calitate, productivitate, consum redus de metal etc.

Ca urmare a acestui fapt a fost concepută și proiectată o nouă tehnologie de ansamblu, unitară, care a dus la reconstrucția și reamenajarea întregii uzine și, în baza căreia, au fost comandate mașini și utilaje noi de mare productivitate, în paralel cu modernizarea mașinilor

existente, proiectîndu-se și executîndu-se un număr sporit de scule, dispozitive și verificatoare mai productive și mai complexe. În acest fel au fost create premisele reamplasării mașinilor-unelte în flux tehnologic, ale mecanizării proceselor de muncă și de transport, asigurîndu-se pe baze noi o fabricație de serie modernă, care să satisfacă în mod corespunzător necesitățile economiei naționale.

Astfel, în prezent, secțiile mecanice ale uzinei sînt organizate în cea mai mare parte pe principiul prelucrării în flux continuu. Pentru prelucrarea reperelor principale de la ansamblurile motor, punte spate, ax cardanic, punte față, mecanism de direcție, sînt în funcțiune un important număr de linii tehnologice de prelucrare în flux continuu, cele mai importante asigurînd fabricația arborelui cotit, a axului cu came, a bielei, bucșelor de cilindri, butucilor roților, carcaselor punții spate, fuzetelor etc.

În cadrul acestor linii se folosesc pe scară largă dispozitive mecanizate cu acționare rapidă, mașini-agregat, mașini de strunjit și alezat fin, mașini de broșat orizontale și verticale semiautomate și automate.

Pentru prelucrarea blocului motor și a chiulaselor funcționează două linii automate de mare productivitate.

Pentru dispozitivele de lucru și control se folosește mult acționarea pneumatică, aceste dispozitive reprezentînd circa 40% din cele aflate în funcțiune.

Operațiile complexe la reperele principale se execută pe mașini-agregat și mașini specializate, iar la operațiile de găurire, pe lîngă agregatele multiple de găurit, se folosesc capete de găurit cu mai multe axe, antrenate de mașini de găurit fixe, cele prevăzute cu coloane de ghidare fiind antrenate de mașini radiale de găurit.

În scopul intensificării regimurilor de așchiere și creșterii productivității muncii s-a introdus și extins metoda prelucrării prin copiere cu suporți de copiat originali, construiți în uzină și montați pe strungul S3-1A62.

Aplicarea prelucrării prin copiere la axul canelat a permis să se reducă timpul de lucru de la 30′ la 10′/bucată.

Cu această ocazie viteza de tăiere s-a mărit de la 60 la 80 m/min, iar avansul de la 0,3 la 0,4 mm/rot.

Metoda prelucrării prin copiere devine deosebit de eficientă, ca urmare a introducerii mașinilor speciale de copiat; de exemplu, introducerea strungului SP31 de fabricație TOS pentru prelucrarea țevilor semiax determină o apreciabilă sporire a productivității, așa cum se arată în continuare:

viteza de așchiere { la strungul modernizat — 40 m/min; la strungul SP31 — 63 ÷ 88 m/min;

avansul { la strungul modernizat — 0,3 mm/rot; la strungul SP31 — 0,4 mm/rot.

timpul de prelucrare { la strungul modernizat — 18 min/bucată; la strungul SP31 — 9 min/bucată.

De remarcat însă că prin prelucrarea cu un singur cuțit nu se folosesc în întregime puterea și viteza de lucru a strungurilor de copiat.

Îmbinarea metodelor de prelucrare prin copiere cu prelucrarea cu cuțite multiple pe noile mașini de copiat descoperă rezerve suplimentare de creștere a productivității muncii (fig. 1).

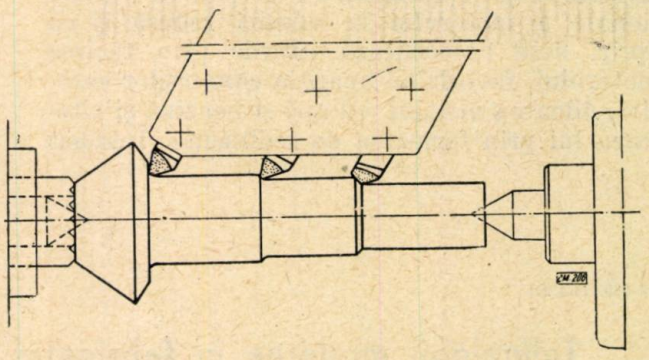


Fig. 1

S-a răspîndit, de asemenea, în secțiile mecanice broșarea găurilor și suprafețelor în locul proceselor de productivitate mică (găurire, alezare, frezare, rectificare).

O economie foarte mare s-a obținut prin introducerea broșării suprafețelor brute la capacele paliere, blocul motor, biele și capacul bielei; în ultima perioadă se aplică broșarea suprafeței de așezare a chiulaselor pe bloc.

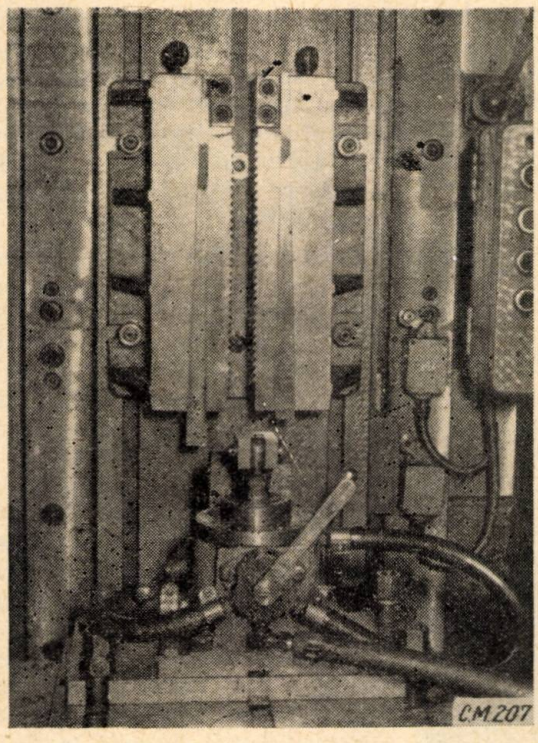
Broșarea capacelor de bielă se execută pe mașini de broșat verticale de 10 t (7 b 710) simultan pe ambele fețe, folosind broșe din oțel rapid cu dinți înclinați, operație ce necesită un efort de 5,5 t (fig. 2 a și b).

Dezvoltarea și perfecționarea tehnologiei se datoresc în mare parte și rezultatelor bune obținute prin modernizarea mașinilor-unelte și proiectarea de mașini specializate, primul aspect fiind determinat de necesitatea de adaptare a mașinilor existente la specificul operațiilor tehnologice, ultimul de greutatea procurării mașinilor specializate, livrabile cu întîrziere din cauza caracteristicilor specifice particulare.

De exemplu, modernizarea strungurilor S3-1A62 prin adaptarea de suporți multicuțit transversali față și spate, cu pinolă pneumatică, se poate aplica la diferite genuri de piese numai prin schimbarea cuțitelor. Aplicarea acestei modernizări la strunjirea bucșei cilindrilor reduce timpul de mașină de trei ori față de vechea metodă.

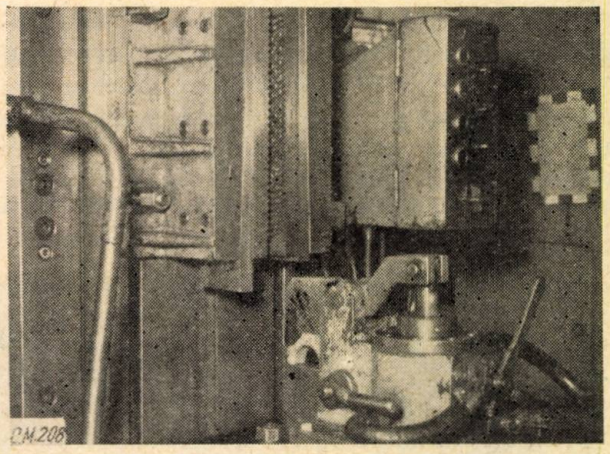
Rezultate bune au fost obținute ca urmare a înlocuirii procedeului de nituire pneumatică la cald prin nituire hidraulică la rece.

În acest scop a fost proiectată o instalație hidraulică ce dezvoltă o presiune de 350 at și o forță de 28 t, completată cu un dispozitiv de nituit stabil suspendat, în formă de potcoavă.



a)

În figura 3 apare schema hidraulică a mașinii de nituit la rece, compusă din : rezervorul de ulei *1*, sorbul *2*, pompa cu roți dințate *3*, manometrul *4*, filtrul *5*, ventilul *6*, supapa de siguranță *7*, sertărașul de comandă *9* cu acționare electromagnetică *8*, sertărașul de inversare *10*, pistonul de comandă *11*, orificiul *12*, microîntreruptorul *13* cu tija de comandă *14* și sertărașele de întîrziere-decuplare *15* și *16*, tija de comandă *17*, orificiul *18*, multiplicatorul *19*, manometrul de 500 kgf/cm² *20* și dispozitivul în formă de potcoavă pentru nituit *21*, cu cilindrul respectiv *22*.



b)

Fig. 2

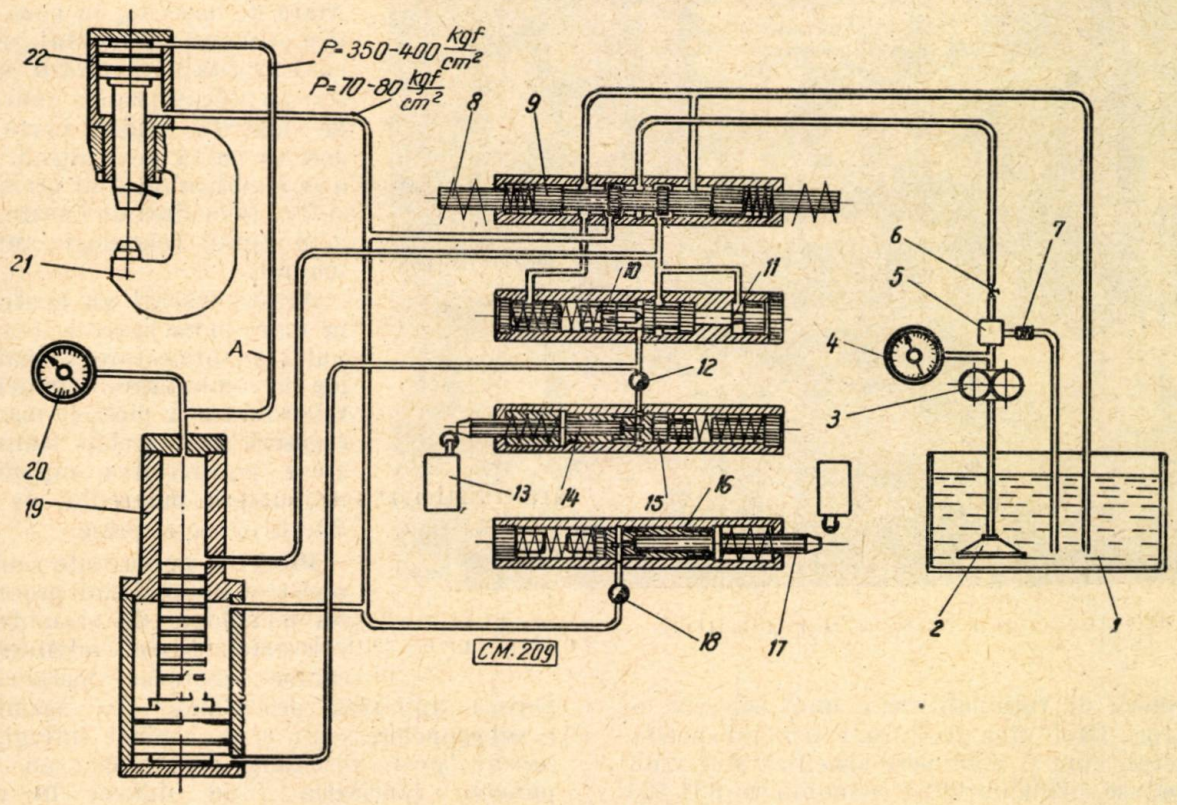


Fig. 3

Cu această instalație se pot efectua operații de asamblare, folosind nituri pînă la 13 mm inclusiv. Ciclul de lucru al instalației este automat și se aplică cu succes la nituirea coroanei diferențialului pe caseta sateliților, la nituirea discului de frînă pe flanșa fuzetei, și la asamblarea ramei șasiului.

În afară de problemele de prelucrare mecanică, colectivul de tehnicieni și ingineri din uzină a studiat și rezolvat procesul tehnologic de ambutisare a pieselor mici, mijlocii și mari, pentru caroserii cu forme constructive complicate și greu de realizat.

Semnificativ este faptul că, o dată cu însușirea noilor tipuri de automobile, s-a preconizat ca o serie de piese și ansambluri, care se executau în trecut prin prelucrări mecanice, să fie executate prin metoda ambutisării. De exemplu, saboții de frînă, care se turnau din oțel, se execută în prezent din tablă, ca urmare a propunerii de raționalizare a unui colectiv de inovatori. Greutatea acestora, consumul specific de metal, cum și manopera specifică sînt mult mai reduse, uzina obținînd economii de 831 334 lei anual.

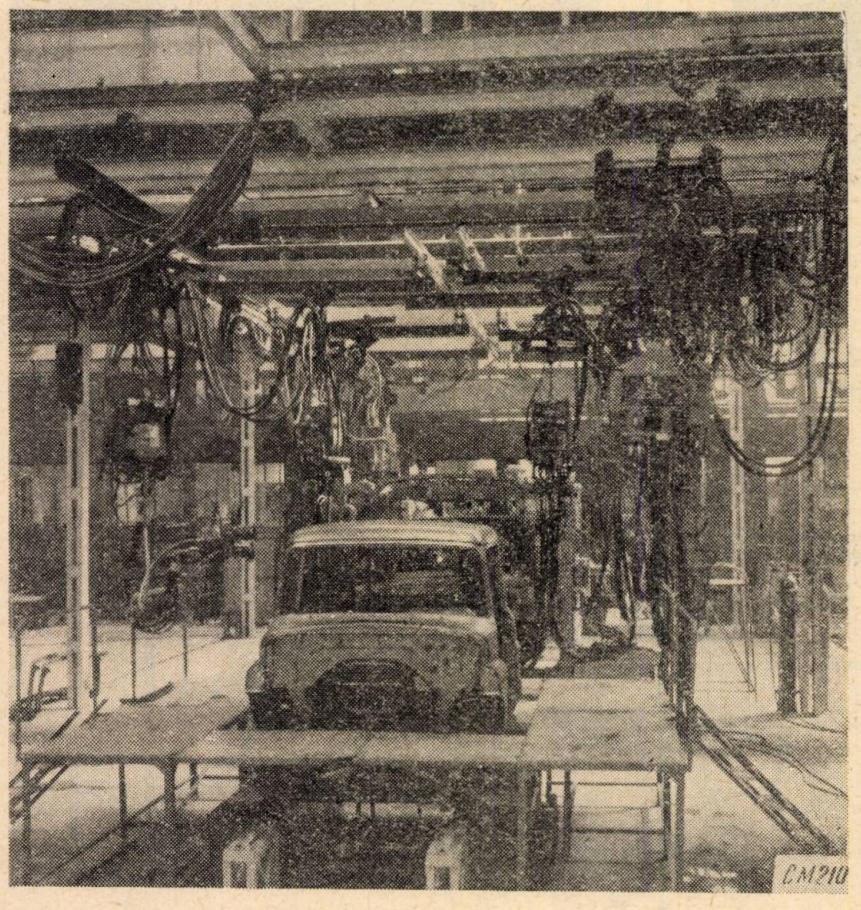


Fig. 4

De asemenea, tamburele de frînă se execută cu disc din tablă ambutisată, reducîndu-se astfel consumul de metal, greutatea proprie și manopera.

De la începutul producției de autocamioane, la uzinele „Steagul roșu" nomenclatura și complexitatea reperelor ambutisate au crescut simțitor, prin creșterea numărului de produse de bază și derivate, cum și prin introducerea tehnologiei înaintate, ajungîndu-se în anul 1963 la cifra de 1 650 repere la produsele de bază, față de 550 în anul 1954.

Aplicarea pe scară largă a procedeelor tehnologice de ambutisare și decupare pe prese mari a impus rezolvarea unor probleme importante ca : unificarea rețelei de găurire la mesele detașabile ale preselor — grupate pe categorii — și executarea utilajului tehnologic auxiliar (mese de adaos la berbec și prestablă, mese intermediare, tije de eliminare, popice de adaos).

Avînd asigurate aceste condiții, s-a trecut la întocmirea schemelor de înălțimi, care se folosesc la proiectarea matrițelor mari pe prese. Folosirea acestor scheme permite proiectantului să stabilească înălțimea minimă și, în același timp, normalizată, necesară matriței pe care o proiectează, economisind prin aceasta cantități importante de materiale, reducîndu-se astfel simțitor spațiul de depozitare a matrițelor mari. Afară de aceasta, în baza fișei și a schemei de montaj, se creează avantajul montării succesive pe aceeași presă a unui grup de matrițe, făcînd parte din aceeași gamă de înălțimi, fără a se modifica reglajul prestablei și fără înlocuirea de fiecare dată a utilajului tehnologic auxiliar montat.

Aceste măsuri au contribuit în mare parte la reducerea timpului de proiectare a matrițelor de ambutisare, tundere și rebordurare a pieselor mari de caroserii și, în același timp, s-a creat posibilitatea organizării raționale a procesului de producție în secția prese.

Progrese importante s-au înregistrat în domeniul procedeului tehnologic de asamblare a caroseriei. Noua construcție a cabinei, complet metalică, a permis aplicarea procedeului de asamblare a subgrupelor, cum și a cabinei întregi, cu sudură prin rezistență continuă sau prin puncte, fabricația fiind dotată în acest scop cu mașinile respective, fixe și suspen-

date, prevăzute cu cleşti adecvaţi fiecărei poziţii de sudare şi fiecărui loc de muncă în parte.

Operaţiile de asamblare în vederea sudării se efectuează cu dispozitive speciale prevăzute cu posibilităţi de strîngere manuale, mecanice şi hidraulice (fig. 4), care asigură o productivitate a muncii corespunzătoare unui volum de produse sporit în paralel cu calitatea ireproşabilă a acestora.

Se remarcă faptul că desăvîrşirea proceselor tehnologice de ambutisare adîncă şi de asamblare pe principii cu totul noi, prin aplicarea cărora se obţine o calitate superioară a cabinei autocamionului, a permis aplicarea unui nou procedeu tehnologic de protecţie şi vopsire.

Acesta constă în următoarele faze :

— pregătirea suprafeţelor : piesele suspendate de lanţul transportor trec prin agregatul de pregătire, succesiv, prin zone de degresare chimică alcalină pe bază de fosfaţi şi pirofosfaţi, fosfatare cu soluţii de fosfaţi de zinc, avînd ca accelerator nitritul de sodiu şi ca agent de microcristalizare, hexametafosfatul de sodiu, pasivizare cu soluţii foarte diluate de acid cromic, avînd, bineînţeles, între aceste zone de tratament spălări intermediare ; operaţiile se execută automat, piesele trecînd cu o viteză de 0,5 — 1 m/min printre coroane de duze prin care soluţiile, la temperaturi între 60 şi 70°C sînt împroşcate de pompe centrifugale ; se obţine în final o suprafaţă fosfatată de culoare gri-albăstruie, cu o structură microcristalină, stratul fosfatat avînd o grosime de 1—3 microni ; acest strat serveşte ca suport pentru vopsirea ulterioară, în porii respectivi fixîndu-se pelicula de grund şi totodată ca limitator al coroziunii, în cazul unei deteriorări accidentale a peliculei de vopsea ;

— grunduirea este executată prin pulverizare cu pistolul, pentru cabină şi automată (prin procedeul flow-coating), pentru capotaje ; se utilizează grunduri solubile în apă, care după uscare, prin transformare chimică, devin evident insolubile ; procedeul flow-coating este complet automatizat şi se caracterizează printr-o mare productivitate şi economicitate ;

— uscarea, de tip convecţie-radiaţie, utilizează ca agent energetic gazul metan ; pelicula de grund se usucă la 180—200°C şi are după uscare o grosime de 15—20 μm ; înainte de aplicarea peliculei de vopsea, suprafeţele grunduite se şlefuiesc manual, pe cale umedă, cu hîrtie hidrorezistentă ;

— vopsirea se face prin pulverizare pneumatică şi mecanică, la înaltă presiune, întrebuinţînd pistoale manuale. Se utilizează emailuri sintetice cu uscare la cald, diluate în solvenţi organici.

Ca urmare a aplicării acestui procedeu de vopsire se obţine un aspect exterior plăcut şi o rezistenţă a stratului de email corespunzătoare.

În afară de procedeul de vopsire descris, se mai aplică cu succes procedeul tehnologic de vopsire în cîmp electrostatic, vopsirea ramei şasiului şi a roţilor.

Avantajele acestui procedeu constau în automatizarea procesului tehnologic de vopsire-uscare şi acoperirea uniformă a piesei cu stratul necesar de vopsea, reducîndu-se, în acelaşi timp, considerabil consumul specific de vopsea, faţă de procedeele clasice de vopsire. O atenţie deosebită a fost acordată operaţiilor de asamblare. Operaţiile finale de asamblare a motoarelor se execută pe un conveier cu mers continuu, cu 31 de tacte, unde strîngerea etalonată a elementelor de asamblare se face cu chei electrodinamometrice, fapt care asigură un montaj şi o funcţionare corectă.

Motoarele sînt verificate ulterior pe standuri de rodaj, prevăzute cu toate aparatele de control şi măsură pentru determinarea şi verificarea caracteristicilor de funcţionare.

De asemenea, operaţiile de montare a echipamentului electric şi a echipamentului din interiorul cabinei se realizează pe un conveier cu 27 tacte. Asamblarea finală a autocamionului pe conveierul principal de montaj se execută în 15 tacte, constituind simbolul reprezentativ al tehnicii noi aplicate la uzinele „Steagul roşu", pentru fabricaţia autocamioanelor.

Colectivul uzinei nu se rezumă la cele realizate pînă în prezent, ci urmăreşte în continuare cu perseverenţă îmbunătăţirea proceselor tehnologice aplicate şi introducerea unor noi procese tehnologice mai productive, cu eficienţă economică mai mare, în paralel cu îmbunătăţirea calităţii producţiei.

DOCUMENTARE

Motorul Rover 2000. In : Automobile Engineer, nov. 1963.

Uzinele britanice au pus la punct şi au început fabricaţia unui tip nou de motor cu aprindere prin scînteie în patru timpi, de automobil. Motorul are patru cilindri în linie, cursa pistonului şi diametrul pistonului fiind de 87, 5 mm (motor pătrat), cilindreea totală de 1 980 cm³, puterea maximă de 90 CP la 5 000 rot/min, momentul maxim la 2 500 rot/min, raportul de comprimare 9, cifra octanică necesară a combustibilului 95 R, greutatea uscată circa 180 kg. Motorul are unele particularităţi ca de exemplu comanda supapelor inversate prin ax cu came în chiulasă, chiulasă de aluminiu, care încorporează aproape integral colectorul de admisie de secţiune rectangulară, preîncălzirea încărcăturii proaspete efectuîndu-se cu apa de răcire din chiulasă etc. Atrage atenţia, în primul rînd însă, faptul că s-a adoptat o arhitectură deosebită a camerei de ardere, şi anume aceasta a fost realizată în piston (fig. 1) ca în cazul unor motoare Diesel cu injecţie directă. Cu o astfel de cameră de ardere se obţin avantaje deosebite, mai ales în ceea ce priveşte reducerea extremă a diferenţelor dintre volumele camerelor de ardere ale diferiţilor cilindri. Merită atenţie şi faptul că, prin uzinajul corespunzător al camerelor din piston, se poate realiza o gamă foarte întinsă de rapoarte de comprimare. Nu este de neglijat nici avantajul faptului că, fundul chiulasei devenind plat, prelucrarea chiulasei se realizează mult mai uşor, că construcţia chiulasei a devenit mai simplă şi mai uşor de executat şi că se pot amplasa supape mai mari pentru asigurarea unei umpleri şi evacuări superioare.

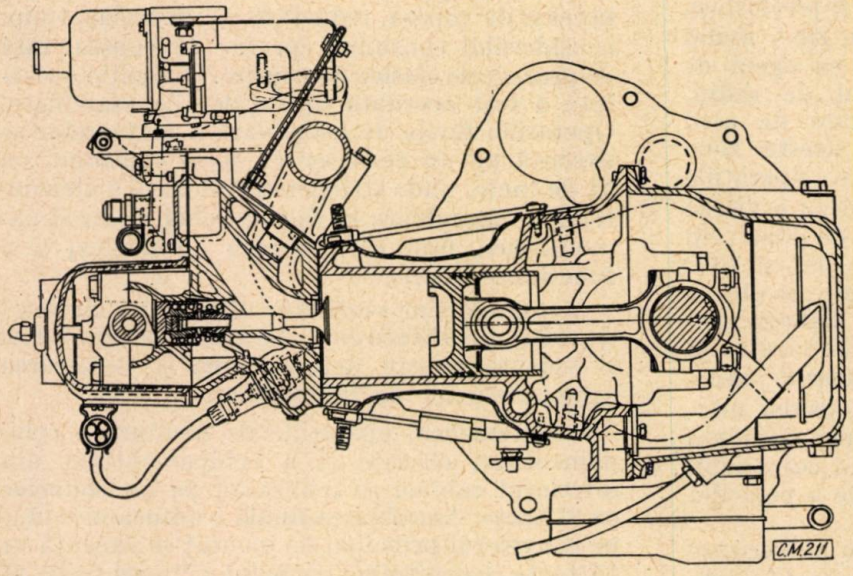


Fig. 1

Activitatea B.I.C.E.R.A. în 1962—1963. In : Oil engine and gas turbine, nr. 11, 1963.

Asociaţia britanică pentru cercetarea motoarelor cu ardere internă (British Internal Combustion Engine Research Association) a fost creată de 19 întreprinderi de motoare şi accesorii pentru promovarea cercetărilor în acest domeniu. Activitatea acestei asociaţii în anii 1962 — 1963 s-a concentrat în cîteva sectoare de mare interes practic. Astfel, în sectorul supraalimentării s-au cercetat căile obţinerii de înalte performanţe pe un motor cu aprindere prin comprimare în trei cilindri (215 × 330mm). S-a obţinut o presiune medie efectivă de aproximativ 22 kgf/cm² la 600 rot/min. La o presiune medie de 21 kgf/cm² consumul specific optim de combustibil a fost de 188 g/CPh raportul real de comprimare fiind de 8,25. Sarcina maximă a fost susţinută de motor timp de 20 h, după care s-a observat o deteriorare a scaunului aplicat al supapelor. În acelaşi sector s-au mai efectuat studii asupra propagării undelor de presiune în conductele de evacuare. În sectorul de analiză a tensiunilor s-au cercetat distribuţia temperaturilor, tensiunile termice şi mecanice datorite încărcărilor pe chiulase şi pistoane. Una dintre cercetări s-a dezvoltat în legătură cu acoperirile ceramice ale pistoanelor. S-au organizat cercetări asupra cuzineţilor de metal alb cu mari încărcări şi asupra cuzineţilor subţiri cu aluminiu (Glacier). În sectorul de ardere, combustibili şi lubrifianţi, s-au studiat evaporarea şi arderea picăturilor la presiune atmosferică. De asemenea, s-au început cercetări asupra constituenţilor gazelor arse, în legătură cu funcţionarea în spaţii închise, ca în mine. O serie de cercetări interesante au fost dezvoltate în direcţia folosirii aceluiaşi agent lichid atît drept combustibil, cît şi ca lubrifiant. Încercarea unui motor în aceste condiţii timp de 250 h a dovedit că, în principiu, o astfel de soluţie este realizabilă. Consumul specific de combustibil a fost cu 8% mai redus decît cel normal. Depunerile carbonoase şi cocsarea segmenţilor n-au ridicat probleme serioase. Unele piese au suferit uzuri mai mari decît cele normale dar prin modificări constructive adecvate aceste defecţiuni se pot evita. Trebuie semnalat însă faptul că extrapolarea acestor rezultate obţinute pe un motor (Petter AVI) cu încărcări relativ reduse, la motoare cu încărcări mari şi cu durate mai mari de funcţionare, nu poate fi făcută fără rezerve. În sfîrşit, s-au mai efectuat încercări asupra efectelor temperaturii joase a încărcăturii proaspete, asupra arderii. În sectorul de injecţie, cercetările au fost conduse asupra factorilor care influenţează cantitatea minimă posibilă de combustibil injectat, asupra formării jeturilor şi asupra vibraţiilor acului de injecţie. În sectorul de combaterea zgomotelor, care stă în atenţia principală în prezent, se elaborează o metodă provizorie pentru încercarea la zgomote a motoarelor Diesel. Sectorul vibraţiilor torsionale şi-a extins cercetările şi asupra altor moduri de vibraţii, ca de exemplu, axiale şi de încovoiere a arborilor cotiţi. Acelaşi sector se ocupă şi de studiul comportării cuplajelor. B.I.C.E.R.A. desfăşoară o activitate susţinută şi în domeniul instrumentelor şi echipamentelor de măsură.

Uleiuri de lungă durată. J. C. Cree şi P. Newman. În: Automobile Engineer, septembrie 1963.

Uleiurile moderne au fost realizate pentru toate sezoanele cu perioade de schimb prescrise de constructorii motoarelor. Rămînea să se producă un ulei cu perioade de schimb substanţial mărite. The British Petroleum Company (BP) a elaborat un astfel de ulei de lungă durată (long life), în special pentru motoarele cu aprindere prin scînteie.

Uleiul este obligatoriu multigrad, deoarece are o durată mare de lucru şi deci trebuie să poată fi folosit în orice condiţii climaterice. Caracteristicile sale de viscozitate îl fac să fie corespunzător uleiului SAE-10 W la — 18°C şi uleiului SAE-30 la circa 100°C. La 149°C, viscozitatea lui corespunde aceleia a uleiului SAE-40 la aceeaşi temperatură.

Uleiul long life a fost încercat atît în condiţii de laborator, cît şi pe cale. Încercările pe motoare monocilindrice au fost conduse după metodele Caterpillar LI Supplement 1, Petter

AVI Supplement 1, CRC-L 38 şi MWM-12 E, dînd completă satisfacţie. Încercările pe banc ale unor motoare cu 4 şi 6 cilindri au confirmat că la dublarea perioadei de schimb calităţile uleiului n-au coborît sub acelea impuse de constructori. În S. U. A. s-a efectuat seria de încercări cunoscută sub denumirea de secvenţa MS (Motor Severe). În mare, aceasta cuprinde cinci încercări făcute pe trei motoare. Astfel, primele trei secvenţe au fost realizate pe un motor Oldsmobile V 8 tip 1960. Prima secvenţă constă în repetarea de 30 de ori a unui ciclu format din 10 minute de funcţionare cu motorul încălzit, urmate de o durată de oprire de 50 minute în care temperatura fluidului răcitor este menţinută la 35°C. În secvenţa a doua se menţine temperatura uleiului la 35°C şi a fluidului de răcire la 49°C, aerul aspirat fiind umidificat. Motorul este supus la 10 cicluri compuse din trei ore de funcţionare, urmate de trei ore de oprire. Cea de-a treia secvenţă constă în funcţionarea motorului timp de 40 de ore la turaţie ridicată, cu temperatura fluidului răcitor la 93°C şi a uleiului la 129°C. A patra secvenţă a fost efectuată pe un motor Chrysler V 8 la un ciclu repetat de trei ori şi compus din două ore de funcţionare, urmate de două ore de oprire. Funcţionarea se face la 3 600 rot/min, temperatura apei de răcire fiind de 82°C şi a uleiului de 104°C. După aceste trei cicluri, motorul se demontează pentru constatări. Dacă nu s-a produs nimic obiecţional, se continuă încercarea cu încă 6 cicluri. Ultima secvenţă care a fost condusă pe un motor Ford V 8 Lincoln Mercury ECV cu raportul de comprimare 10, este şi cea mai severă. Ea foloseşte un ciclu format din trei regimuri.

Tabela 1

	Regim		
Durata, min	45	120	75
Turaţia, rot/min	500	2 500	2 500
Puterea efectivă, P_e	0	105	105
Temperatura uleiului, °C	maximum 52	aproximativ 80	96
Temperatura apei, °C	aproximativ 47	52	77

Acest ciclu de 4 ore este repetat de 2 sau de 4 ori în fiecare 24 ore, restul zilei motorul fiind oprit. Încercarea durează 192 ore de funcţionare (48 cicluri) cu acelaşi schimb de ulei. Această secvenţă a fost aplicată de trei ori consecutiv (576 ore) în cazul folosirii uleiului long life, rezultatele finale fiind comparabile cu acelea obţinute cu uleiurile recomandate după o perioadă de 192 ore.

Încercările pe cale au fost efectuate în Suedia, Grecia, Franţa, Elveţia şi Anglia cu o serie de automobile de diferite mărci: Peugeot 404, Fiat 1 100, Volkswagen 1 200, Citröen DS 19, Simca 100, Simca Ariane, Renault R 8, Alfa Romeo, Giulia TI 1 600, Fiat 2 300, Ford Cortina 1 200, Lancia Flavia, Opel Kapitän, Mercedes 190 S, Fiat 1 500, Renault 4 L, Volkswagen 1 500, Oldsmobile Super 88, Morris 1 100. Schimburile de ulei long life s-au efectuat la perioade de aproximativ 9 600, 16 000 şi 20 000 km. S-a mers în paralel cu două automobile dintre care unul cu ulei long life şi al doilea cu ulei obişnuit. Comparaţiile s-au efectuat cu uleiul obişnuit la perioade de schimb între 2 000 şi 4 800 km. Toate încercările au confirmat calităţile excepţionale ale uleiului de lungă durată.

Deoarece motoarele în exploatare au deosebiri de construcţie între ele, se recomandă ca noul ulei să fie folosit la perioadă dublă de schimb faţă de cea prescrisă de constructor pentru uleiul obişnuit, dar fără a depăşi 16 000 km sau un an.

Calculul puterii maxime a motorului la proiectarea automobilelor. K. I. Aleşcenko, A. M. Raskin. În: Automobilnaia promîşlennosti, nr. 1, 1964.

În cadrul calculului de tracţiune a automobilului este necesar să se determine caracteristica de viteză a motorului. Conform literaturii de specialitate, calităţile de tracţiune ale automobilului sînt puse în evidenţă de doi parametri: factorul dinamic maxim în priză directă şi viteza maximă de înaintare pe şosea asfaltată.

O metodă eficientă de calcul al puterii maxime a motorului, capabilă să asigure caracteristica de viteză corespunzătoare dependenţelor semnalate, trebuie să ofere posibilitatea de a aprecia în ce condiţii devine hotărîtoare influenţa unuia sau a celuilalt parametru.

Pentru realizarea unei anumite viteze maxime de înaintare la o rezistenţă constantă a traseului, puterea maximă a motoarelor cu aprindere prin scînteie se determină cu relaţia:

$$P_{e_{max}} = \frac{P_{v_{max}}}{a}, \text{ CP}, \tag{1}$$

iar pentru realizarea factorului dinamic maxim în priza directă cu relaţia:

$$P'_{e_{max}} = \frac{P_M}{b}, \text{ CP}, \tag{2}$$

în care:

$P_{v_{max}}$ este puterea corespunzătoare vitezei maxime de înaintare;

P_M — puterea corespunzătoare momentului motor maxim (a factorului dinamic maxim în priză directă);

$$a = \frac{n_v}{n_P} + \left(\frac{n_v}{n_P}\right)^2 - \left(\frac{n_v}{n_P}\right)^3$$

$$b = \frac{n_M}{n_P} + \left(\frac{n_M}{n_P}\right)^2 - \left(\frac{n_M}{n_P}\right)^3$$

— mărimi constante pentru motorul dat;

n_v, n_P şi n_M — turaţiile corespunzătoare valorilor maxime ale vitezei de înaintare, puterii şi momentului motor.

Mărimile $P_{v_{max}}$ şi P_M se determină cu expresiile:

$$P_{v_{max}} = \frac{G_a \psi_v v_{max}}{270\ \eta_m} + \frac{KF v^3_{max}}{3\,500\ \eta_m}, \text{ CP}; \tag{3}$$

$$P_M = \frac{G_a D_{0_{max}} v_M}{270\ \eta_m} + \frac{KF v^3_M}{3\,500\ \eta_m}, \text{ CP}, \tag{4}$$

în care:

G_a este greutatea totală a automobilului, kg;

K — coeficientul de rezistenţă a aerului;

F — suprafaţa de front a automobilului, m²;

η_m — randamentul mecanic al transmisiei;

v_{max} — viteza maximă de înaintare, km/h;

v_M — viteza de înaintare corespunzătoare momentului motor maxim, km/h;

ψ_v — coeficientul de rezistenţă a traseului la viteza maximă de înaintare;

$D_{0_{max}}$ — factorul dinamic maxim în priza directă.

Exprimînd v_M în funcţie de v_{max},

$$v_M = \frac{n_M v_{max}}{n_v}$$

şi notînd

$$\frac{n_M}{n_v} = \lambda,$$

se obţine din relaţia (4)

$$P_M = \frac{G_a D_{0_{max}} \lambda v_{max}}{270\ \eta_m} + \frac{KF \lambda v^3_{max}}{3\,500\ \eta_m}. \tag{5}$$

Introducînd valorile lui $P_{v_{max}}$ şi P_M din (3) şi (5) în ecuaţiile (1) şi (2) rezultă :

$$P_{e_{max}} = \frac{G_a \psi_v}{270\ \eta_m\ a}\ v_{max} + \frac{KF}{3\,500\ \eta_m\ a}\ v^3_{max}; \qquad (6)$$

$$P'_{e_{max}} = \frac{G_a D_{0_{max}} \lambda}{270\ \eta_m\ b}\ v_{max} + \frac{KF\,\lambda^3}{3\,500\ \eta_m\ b}\ v^3_{max}. \qquad (7)$$

Grupînd constantele :

$$A = \frac{KF}{3\,500\ \eta_m\ a},\ C = \frac{G_a \psi_v}{270\ \eta_m\ a},$$

$$A' = \frac{KF^3}{3\,500\ \eta_m\ b},\ C' = \frac{G_a D_{0_{max}}}{270\ \eta_m\ b},$$

se obţine pentru diferite valori v_x ale vitezei maxime de înaintare :

$$P_{e_{max}} = A^3_{v_x} + C_{v_x}; \qquad (8)$$

$$P'_{e_{max}} = A' v^3_x + C'_{v_x}. \qquad (9)$$

Formulele (8) şi (9) reprezintă legea de variaţie a puterii maxime a motorului în funcţie de viteza de înaintare a automobilului în priză directă, pentru o anumită rezistenţă a traseului şi, respectiv, pentru o anumită valoare maximă a factorului dinamic. În sistemul de axe puterea maximă-viteză de înaintare, curbele de înaintare sînt parabole cubice şi admit o soluţie comună în punctul de intersecţie de coordonate $P_{e_{max}} = P'_{e_{max}}$ şi $v_x = v_{D_v}$. Viteza corespunzătoare punctului de intersecţie este :

$$v_{D_v} = \sqrt{\frac{C' - C}{A - A'}}. \qquad (10)$$

Soluţia reală a ecuaţiei (10) se obţine pentru $C' > C$ şi $A' < A$, condiţie satisfăcută de parametrii automobilelor existente.

Dacă viteza maximă dată este egală cu v_{D_v}, puterea maximă poate fi determinată cu oricare dintre relaţiile (8) sau (9). Dacă $v_x < v_{D_v}$ sau $v_x > v_{D_v}$, calculul trebuie efectuat cu relaţia din care rezultă puterea cea mai mare. Stabilind valorile v_{D_v}, $P_{e_{max}}$ şi $P'_{e_{max}}$ pentru o anumită viteză v_x, se precizează domeniul în care influenţa preponderentă asupra calităţilor de tracţiune ale automobilului este exercitată de factorul dinamic maxim sau de viteza maximă de înaintare.

Ca exemplificare, s-au efectuat calculele şi s-au trasat legile de variaţie ale puterii maxime pentru trei tipuri de automobile. În fiecare caz s-a constatat că soluţia comună x_{D_v} este mai mare decît viteza maximă a automobilelor asemănătoare şi că, în această situaţie, valoarea maximă a puterii se obţine în condiţiile asigurării factorului dinamic maxim în priza directă.

Comportarea uleiurilor multigrade ca rezultantă a caracterului lor nenewtonian. Chr. Jahan. În : Ingénieurs de l'automobile-Journal de la S. I. A. nr. 2, 1964.

Uleiurile multigrade, cu indice ridicat de viscozitate conţinînd agenţi de viscozitate de tip polimer, au unele proprietăţi particulare în strînsă legătură cu caracteristicile lor reologice, şi anume sînt lichide nenewtoniene cu proprietăţi elastice. Diferenţa fundamentală dintre uleiul mineral pur, care este un lichid newtonian, şi un ulei adiţionat cu polimer, care este nenewtonian, constă în faptul că viscozitatea ultimului este funcţie de efortul de tăiere şi anume scade la creşterea efortului. Această scădere a viscozităţii se numeşte recuperabilă sau temporară prin opoziţie cu cea datorită degradării polimerului, şi este produsă prin alinierea moleculelor lungi ale polimerului sub acţiunea şi în sensul tăierii. Uleiurile aditivate cu polimeri au proprietăţi elastice, ceea ce introduce unele avantaje în regimurile tranzitorii, mai ales prin amortizarea unor şocuri şi vibraţii. O serie de încercări au pus în evidenţă faptul că uleiurile aditivate cu polimeri reduc pierderile prin frecări. S-ar părea că, datorită jocului minimal mai redus cu un ulei în polimer, rezistenţa filmului ar fi mai redusă şi deci uzura mai mare. Experienţa demonstrează însă contrariu, ceea ce arată că filmul este mai rezistent din punct de vedere mecanic.

Pentru uleiuri cu aceeaşi viscozitate nominală, uzura descreşte cînd creşte efectul viscozifiant (creşterea viscozităţii datorită polimerului) adică uzura cea mai redusă se obţine cu amestecul care conţine uleiul de bază cel mai fluid. S-a mai demonstrat că reducerea uzurii capătă aceeaşi valoare asimptotică, oricare ar fi tipul polimerului folosit, la creşterea proporţiei acestuia în ulei.

Este interesant de remarcat că amestecul dintre cetan şi un polimer se comportă ca amestecurile ulei cu polimer. La lubrificarea numai cu cetan, motorul s-a deteriorat după o oră şi jumătate de funcţionare, pe cînd la folosirea amestecului cetan cu polimer, funcţionarea a devenit satisfăcătoare. Reducerea uzurii nu se poate explica decît printr-o creştere a rezistenţei mecanice a filmului de lubrifiant şi printr-o mai mare uşurinţă de reformare după rupere. Aceste proprietăţi se pot explica atît prin viscozităţile reale mai slabe, datorite caracterului nenewtonian, cît şi prin proprietăţile elastice care permit amortizarea unor perturbaţii, şocuri, vibraţii etc., evitînd contactele metal pe metal sau reducîndu-le durata. S-a mai constatat că, în afară de reducerea uzurii, această rezistenţă mărită la contactele metal pe metal introduce şi o micşorare a anumitor zgomote emise de motor.

Metoda de încercare pe banc a amortizoarelor de zgomot de la admisia şi evacuarea motoarelor de automobile. G. G. Terzibaşian, V. A. Vasinkov şi M. S. Pesoţkaia. În : Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 5, 1963.

Sistemele de admisie şi evacuare ale motoarelor reprezintă principalele surse de zgomot ale automobilului. Construcţia amortizoarelor de zgomot este legată de o serie de dificultăţi din cauza complexităţii calculelor şi lipsei de metode adecvate de rezolvare a problemelor pe care le ridică aceste subansambluri. Ca urmare, la alegerea unui amortizor de zgomot se recurge de obicei, la verificări experimentale cu realizarea unui număr mare de modele. Trebuie arătat că şi această soluţie prezintă dezavantaje, cum sînt volumul însemnat de experimentări, perturbarea lucrărilor din cauza zgomotelor produse de alte surse etc.

Un procedeu mai eficient îl oferă instalaţiile experimentale de încercare a amortizoarelor fără motor, care fac posibilă simplificarea lucrărilor, prezentînd şi avantajul reducerii cheltuielilor legate de încercarea amortizoarelor pe motoare instalate pe banc. Din punctul de vedere al rezultatelor obţinute, verificările efectuate pe astfel de instalaţii sînt echivalente cu cele care se realizează cu amortizorul montat pe motor experimental.

În conformitate cu aceste considerente, la Institutul de cercetări ştiinţifice pentru automobile din Moscova (NAMI) s-a construit o instalaţie electroacustică pentru încercarea amortizoarelor fără motor, a cărei schemă este redată în figura 1 (*1* — generator de sunete ; *2* — magnetofon ; *3* — amplificator ; *4* — difuzor ; *5* — camera pentru izolaţie acustică ; *6* — amortizorul de zgomote ; *7* — robinet-comutator ; *8* — — microfon ; *9* — aparat pentru măsurarea presiunii sunetelor ; *10* — analizor de frecvenţă), cuprinzînd o cameră pentru izolaţie acustică şi un complet de aparate pentru producerea, înregistrarea şi măsurarea zgomotelor.

Camera pentru izolaţia acustică are forma de trunchi de piramidă, cu dimensiunile bazelor 1 140 × 1 140 mm/890 × × 890 mm şi înălţimea de 1 280 mm. Ea este construită din tablă de oţel carbon de 25 mm. şi înconjurată de o manta de protecţie. Spaţiul dintre manta şi cameră se completează cu nisip, iar la baza camerei se montează o garnitură din cauciuc. Capacul camerei, realizat din placă de textolit de 50 mm grosime, este aşezat pe flanşa din partea superioară prin intermediul unei garnituri de cauciuc şi fixat cu ajutorul unor şuruburi de strîngere. Pe capac se montează o conductă tronco-

nică din fontă, care face legătura între sursa sonoră și amortizorul care se verifică sau tubul de ieșire printr-un robinet-comutator cu două căi.

Completul de aparate pentru producerea, înregistrarea și măsurarea zgomotelor cuprinde un magnetofon tip MAG-8M, un generator de sunete tip 2G-10, un amplificator tip 9-U-2,

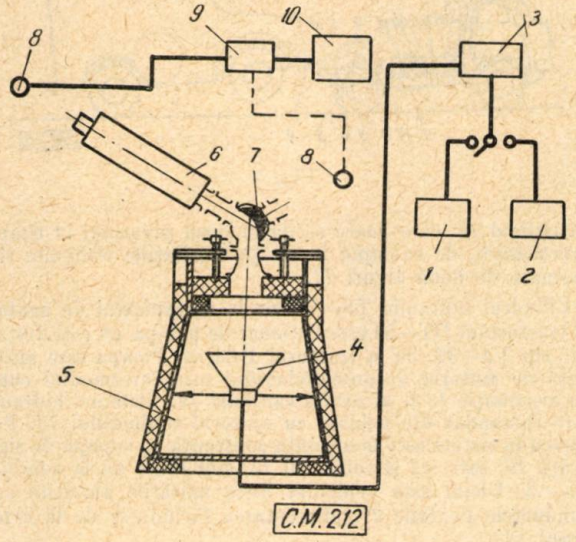


Fig. 1

un difuzor tip 25-A-13, un microfon, un aparat pentru măsurarea presiunii sunetelor și un analizor de frecvență. Caracteristica de frecvență de amortizare este examinată cu ajutorul diferenței dintre presiunea sunetelor măsurată la capătul deschis al tubului de ieșire și la ștuțul de evacuare al amortizorului. Distanța la care se plasează microfonul este de 0,25 m.

Pe instalația descrisă se pot încerca amortizoare de zgomot de la admisia și evacuarea diferitelor tipuri de motoare de automobil. De exemplu, în figura 2 (*1* — fără epurator de aer; *2* — cu epurator, dar fără amortizor de zgomote; *3* — cu epurator și amortizor; *4* — cu amortizor; *5* — fără amortizor) sînt prezentate rezultatele încercărilor efectuate cu două epuratoare de aer de la motorul în patru timpi la. M.Z.—236, dintre care numai unul a avut amortizor de zgomot.

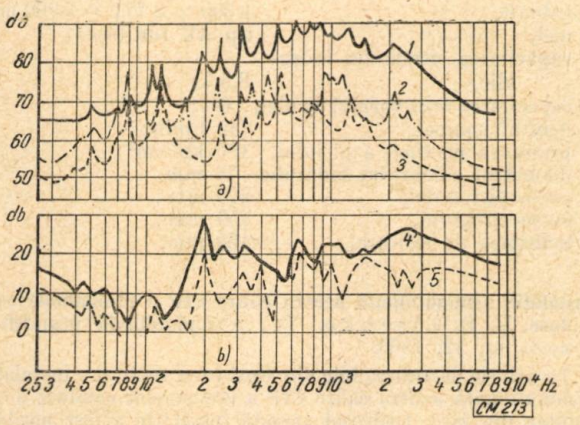


Fig. 2

Se observă că epuratorul cu amortizor are avantaje substanțiale față de epuratorul fără amortizor.

Trebuie subliniat că între caracteristicile de frecvență de amortizare obținute prin încercări pe instalația acustică și pe motor experimental există unele deosebiri, ceea ce se explică în principal prin lipsa curentului de gaze în primul caz.

Un nou proces tehnologic de fabricare a tacheților. A. B. Novikov. In: Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 11, 1963.

La uzinele de motoare din Iaroslavsk s-a introdus un nou proces de fabricare a tacheților motoarelor Ia.M.Z.—204 și Ia.M.Z.—206.

Conform vechiului proces, tachetul, care este executat din oțel 40X și are forma unui pahar ce prezintă în interior un locaș sferic cu raza de 12 mm, era supus inițial prelucrării mecanice pe strung automat. În cadrul operațiilor respective era cuprinsă și centruirea pentru prelucrarea ulterioară a locașului sferic. Prelucrarea locașului, după tratamentul de îmbunătățire necesar obținerii durității HRc = 25 — 35, se efectua pe o mașină verticală de găurit, cu ajutorul unui burghiu special cu două muchii. Regimul de lucru se caracteriza prin viteza de tăiere de 3,1 m/min, turația de 90 rot/min și timpul pe mașină de 0,11 min.

Datorită condițiilor tehnice severe impuse locașului, confecționarea burghiului special prezenta dificultăți, iar capacitatea sa de lucru între două ascuțiri era de 100 de piese. De asemenea, uzura prematură a muchiilor tăietoare ducea la abateri importante de la forma geometrică și de la calitatea prescrisă a suprafeței locașului. Ca urmare, era necesară o operație suplimentară de șlefuire.

În noul proces tehnologic locașul sferic este realizat prin presare, pe o presă cu manivelă, cu ajutorul unui poanson special. Confecționarea acestei scule se încheie prin șlefuirea cu pastă, asigurîndu-se astfel calitatea corespunzătoare a suprafeței de lucru. Capacitatea de producție a poansonului este de 500 de piese.

Pentru îndepărtarea tensiunilor interne, create prin presare, tacheții se supun, după uzinarea locașului sferic, unui tratament de revenire la 500—600°C, timp de 60 min.

Prin introducerea noului proces tehnologic s-a îmbunătățit calitatea execuției locașului, iar productivitatea a crescut de patru ori. De asemenea, s-au eliminat operațiile de centruire preliminară pe strungul automat și de șlefuire a locașului, iar durata de funcționare a tachetului a crescut datorită ecruisării produse prin presare.

Contribuție la studiul rezistenței la detonație a unor combustibili în condițiile exploatării. J. L. Bassalert. In: Ingénieurs de l'automobile-Journal de la S.I.A. nr. 11, 1963.

Pentru determinarea comportării în condiții de cale ale unor combustibili față de detonație s-a pus la punct un aparataj de înregistrare automat, independent și portabil, care stabilește apariția detonației cu mare sensibilitate și reproductibilitate, îi măsoară intensitatea după o scară arbitrară și analizează comportarea cilindrilor fie separat, fie în ansamblu.

Frecvențele emise în cilindru sînt captate și filtrate pentru a nu lăsa să treacă decît semnalele detonației, apoi sînt amplificate și în fine trecute la un integrator.

S-a folosit un motor cu patru cilindri pe un turism de serie pentru determinarea cifrei octanice necesare pe cale. De asemenea, s-a studiat în aceleași condiții, comportarea separată a cilindrilor. Avansul a fost variat printr-un sistem de telecomandă. S-a folosit metoda plajelor care constă în căutarea avansului la limita de detonație, cu obturatorul complet deschis, la accelerări efectuate într-o plajă de 300 rot/min, plecînd de la diferite turații inițiale (1 200, 1 500, 1 800, 2 100, 2 600 și 3 000 rot/min). În figura 1 se arată rezultatele înregistrate pentru un combustibil primar cu cifra octanică 85 (F_1) și în figura 2, pentru un combustibil cu cifra octanică 95 (F_1). Se observă că cilindrul *2* nu suportă creșterea avansului, adică are cea mai mare tendință la detonație. Cu combustibilul cu cifra octanică 95, cilindrul *4* suportă avansurile cele mai mari pînă la 2 000 rot/min și la turații superioare, cilindrul *3*.

Dacă repartiția încărcăturii proaspete între cilindri este caracterizată prin diferența *d* dintre avansul limită suportat de cilindrul care detonează cel dintîi și avansul limită suportat de cilindrul care detonează ultimul, oricare ar fi acești cilindri, atunci rezultatele sînt cele consemnate în tabela 1 în care se dau valorile lui *d* pentru diferite cifre octanice ale unor combustibili primari și la diferite plaje de accelerare.

Tabela 1

Plaje de accelerare (rot/min)	Cifra octanică a combustibilului primar			
	85	88	92	95
1 200—1 500	2,75	2,50	3,50	5,25
1 500—1 800	2,50	1,50	1,75	2,75
1 800—2 100	1,50	1,75	2,75	2,75
2 100—2 400	2,00	2,50	3,25	4,25
2 600—2 900	3,25	3,00	3,75	7,50
3 000—3 300	3,50	3,00	4,25	—

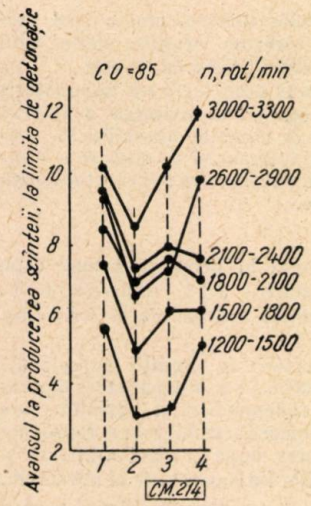


Fig. 1

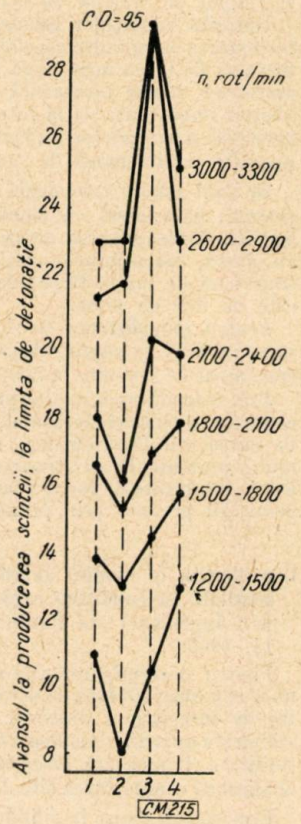


Fig. 2

Se observă că *d* creşte o dată cu cifra octanică. De asemenea, *d* scade şi apoi creşte o dată cu mărirea turaţiei. Minimul se situează, în cazul cercetat, spre 2 000 rot/min.

Autoremorcher cu dispozitiv hidraulic. I. P. Utkin. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 10, 1963.

Majoritatea automobilelor fabricate de uzina din Ulianovsk se trimit la beneficiar pe calea ferată. În scopul accelerării şi simplificării operaţiilor de transport al automobilelor pînă la rampa de încărcare, colectivul uzinei a construit un autoremorcher cu dispozitiv hidraulic. Folosirea acestuia conduce la micşorarea timpului de transport şi la reducerea cu aproape 50% a consumului de combustibil.

Autoremorcherul a fost realizat pe baza camionului cu capacitate mare de trecere UAZ-450D, la care s-a înlăturat cutia de distribuţie şi s-au coborît punctele de reazem ale arcurilor din spate. Rezervorul de combustibil *1* — de construcţie mică — este plasat în centrul cadrului (figura 1). Roata de rezervă *2* este aşezată în spatele cabinei, iar în locul pe care-l ocupa ea şi vechiul rezervor de combustibil s-a fixat clema *3*. Cu aceasta este articulat suportul *4*, pe care este montat cilindrul hidraulic *5*. Tija pistonului care evoluează în cilindrul hidraulic este articulată cu pîrghia de remorcare *6*, care este prinsă în partea din faţă de lonjeroanele cadrului, prin intermediul suporţilor *7* şi al clemelor *8*. La capătul din spate al pîrghiei de remorcare se află pivotul *9*

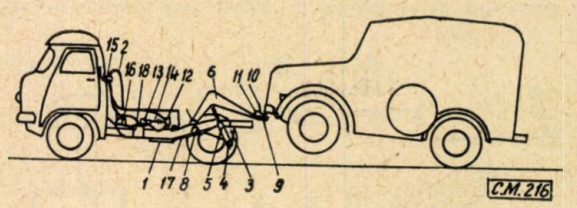


Fig. 1

cu cîrligul *10*, care poate oscila în jurul pivotului în timpul funcţionării, de exemplu la viraje. Oscilaţiile cîrligului sînt preluate de două arcuri *11*.

Cilindrul hidraulic TS—75, de la mecanismul de agăţare al tractorului DT—54 este acţionat de pompa cu roţi dinţate *12*, tip NJ—32, de la tractorul Belarus. Pompa este antrenată de motorul autoremorcherului prin intermediul cutiei de distribuţie *13* şi al axului cardanic *14*. Sistemul hidraulic este comandat din cabină, cu ajutorul robinetului *15*. Presiunea în sistem este menţinută constantă pe supapa de siguranţă *16*, care, ca şi robinetul *15*, sînt luate de la combina SK—3. Uleiul este vehiculat între unităţile amintite prin conductele flexibile *17*, alimentarea făcîndu-se de la rezervorul *18*.

Cu cîrligul lăsat, autoremorcherul se apropie prin mers înapoi de automobilul care trebuie remorcat, pînă cînd bara din faţă a acestuia este atinsă de cîrlig. Conducătorul cuplează apoi cutia de distribuţie, punînd în funcţiune pompa cu roţi dinţate şi manevrează robinetul *15* în poziţia „urcare". Ca urmare, uleiul pătrunde în partea inferioară a cilindrului hidraulic, provocînd ridicarea pistonului, deci şi a pîrghiei de remorcare. Cînd talpa cîrligului atinge bara din faţă a automobilului care trebuie remorcat, începe ridicarea părţii din faţă a acestuia. După deplasarea pe rampa de încărcare se comută robinetul *15* în poziţia „coborîre", ceea ce determină trecerea uleiului în partea superioară a cilindrului hidraulic, coborîrea părţii din faţă a cilindrului remorcat şi decuplarea.

Caracteristicile tehnice ale autoremorcherului sînt următoarele:

greutate,	1 500 kgf;
sarcina utilă,	1 000 kgf;
gabarit,	1 500 × 2 771 × 2 000 mm
ulei,	tip AU (de fuse);
capacitatea sistemului hidraulic,	8,5 l;
capacitatea rezervorului de ulei,	6 l;
debitul pompei,	32 l/min;
presiunea maximă a uleiului,	100 kgf/cm²;
diametrul cilindrului hidraulic,	75 mm;
cursa pistonului,	200 mm;
cursa cîrligului,	450 mm;
înălţimea de ridicare,	150 mm.

Instalaţie semiautomată pentru călire CIF a pinioanelor conduse. V. F. Lîsenko. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 12, 1963.

La uzinele de automobile din Gorki s-a realizat o instalaţie semiautomată pentru călire CIF a pinioanelor conduse de la puntea din faţă. Utilizînd această instalaţie a fost posibilă modificarea procesului de fabricaţie, înlocuindu-se oţelul aliat 20 XHM, folosit anterior, cu oţel carbon cu capacitate redusă de călire U6.

Tratamentul termic s-a simplificat şi constă în călire superficială în instalaţia semiautomată de înaltă frecvenţă, revenire în cuptor electric, sablare cu alice a suprafeţei dinţilor şi corectarea deformaţiilor cu ajutorul unei prese hidraulice. El se aplică pinioanelor după prelucrarea mecanică şi este urmat de rectificarea interioară şi sortarea în vederea monta-

jului. Transportarea pieselor în cadrul fluxului tehnologic se realizează pe bandă rulantă.

În figura 1 se prezintă schema instalației pentru călire CIF.

Prin deplasarea căruciorului *1* spre stînga se apropie inductorul *3* de pinionul a cărui coroană dințată urmează să

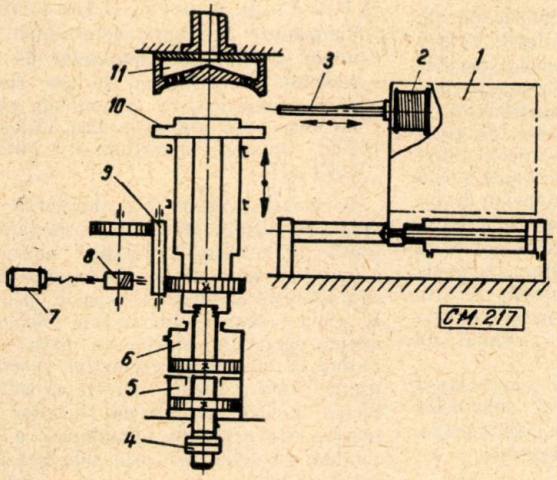


Fig. 1

fie călită. Inductorul este confecționat din tablă de oțel de transformator, cu o singură spiră, cu circuit magnetic și este alimentat de două generatoare în paralel, tip PVV 100/2 500, prin transformatorul de sarcină *2*.

Masa *10*, pe care se află pinionul, este ridicată sub acțiunea cilindrului pneumatic inferior *5*, pînă la obținerea unui joc de 2—3 mm între pinion și inductor. Acest joc se reglează prin modificarea poziției celor două piulițe *4*.

În timpul încălzirii, pinionul se rotește cu turația de 35 rot/min. Mișcarea de rotație este transmisă de la motorul electric *7* prin intermediul reductorului cu melc *8* al celor două roți dințate cilindrice și al arborelui pinion *9*. Lungimea suficient de mare a acestuia asigură menținerea angrenării în timpul ridicării și coborîrii piesei.

Încălzirea durează 45—47 s, la o putere a inductorului de 145—150 kW.

După încălzire, pinionul este coborît, iar căruciorul este deplasat spre dreapta. Sub acțiunea cilindrului pneumatic superior *6* pinionul este ridicat sub instalația de stropire cu apă *11*. O pompă centrifugă tip 8 K 12, cu debitul de 280—320 m³/h, la presiunea de 28—32 m col. apă, asigură alimentarea cu apă în circuit închis.

Răcirea durează 9—10 s, la temperatura apei de 15—25°C; consumul de apă este de 50 l/s. După aceasta, pinionul este adus în poziția inițială. Întregul proces este automatizat, lucrătorul neintervenind decît la încărcarea și descărcarea pieselor și la punerea instalației în funcțiune, pentru repetarea ciclului.

Datorită distribuției neuniforme a fluxului de căldură în piesă, variației structurii în stratul călit și duratei scurte a răcirii, suprafețele frontale ale pinionului suferă deformări. Măsurînd 100 de piese, după șase direcții echidistante, s-a constatat că deformațiile se încadrează în limite strînse și sînt uniform repartizate.

Ca urmare, după revenire (care durează o oră și jumătate, la 170°C ± 5°), se trece la înlăturarea deformațiilor prin matrițe speciale. Forța de lucru a presei este de 60—80 t. Corectarea deformațiilor are o influență favorabilă și asupra angrenării pinionului cu cel conducător, contribuind la dispunerea centrală a feței de contact.

Instalația prezentată are o productivitate de peste 500 000 pinioane pe an. Prin utilizarea ei s-a obținut, numai la pinioanele de la automobilul GAZ—51, o economie de 360 000 ruble pe an, economia corespunzătoare de oțel deficitar 20XHM fiind de 8 000 t. Înlocuirea tratamentului termic complicat, care se aplică pinioanelor fabricate din acest material, și evitarea deplasărilor între ateliere au dus la scurtarea ciclului de fabricație la 12 h.

Motor cu piston rotativ. In : ATZ, noiembrie 1963.

Printr-o colaborare Renault-AMC s-a realizat un motor cu piston rotativ prevăzut cu un piston-rotor cu patru lobi, care se rotește într-o carcasă cu cinci camere de ardere și care execută concomitent și o mișcare excentrică (fig. 1).

Admisiunea amestecului proaspăt sau evacuarea gazelor arse este comandată prin cîte o supapă de aspirație și de evacuare, de execuție normală pentru fiecare cameră de ardere, în care ciclul este realizat complet. Amestecul nu este deci recirculat, ceea ce reprezintă o deosebire esențială față de motorul Wankel fără supape. Acționarea supapelor se face în mod obișnuit prin came, tije și culbutori. Etanșeitatea celor cinci camere se realizează cu ajutorul unor segmenți speciali de presiune montați în carcasa fixă și care alunecă peste proeminențele pistonului rotor. Ca și la motorul Wankel, carcasa este răcită cu apă, iar pistonul, cu ulei.

Printre avantajele importante ale noului motor se pot menționa : număr mai redus de piese, micșorarea esențială a

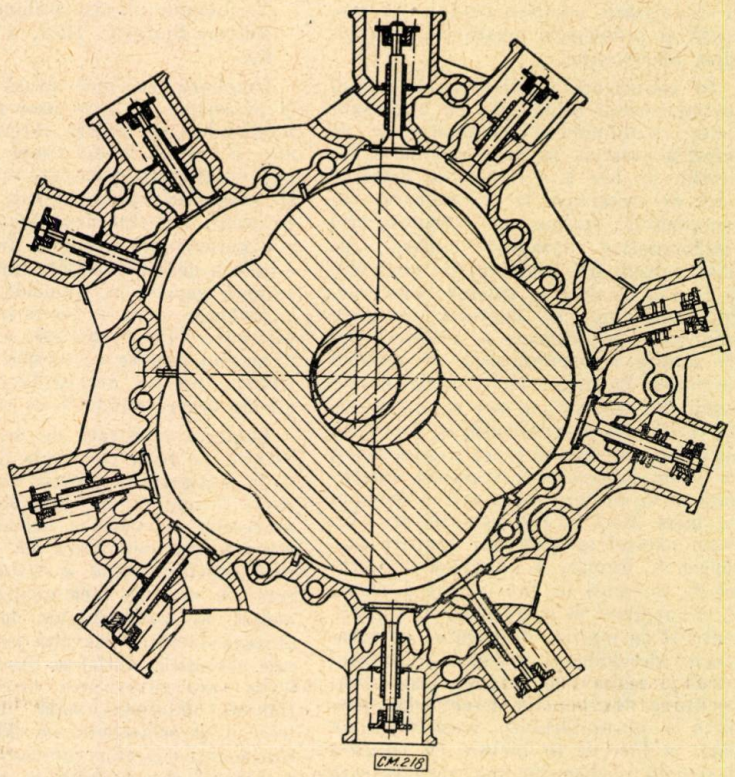


Fig. 1

greutății și volumului, o mai mare uniformitate a cuplului motor.

Se precizează că, prețul de cost fiind deocamdată ridicat, acest motor se utilizează numai la automobilele de sport.

Recenzii

I. M. LENIN, O. M. MALAŞKIN, şi G. I. SAMOL. **Sistemele de alimentare cu combustibil a motoarelor de automobile şi tractoare.** (Sistem toplivopodacii avtomobilnî i traktornî dvigatelei). Moscova, Maşghiz, 1963, 309 pag.

Lucrarea întocmită de prof. dr. ing. Igor Mihailovici Lenin, ing. O. M. Malaşkin şi ing. G. I. Samol, candidaţi în ştiinţe tehnice, se adresează atît studenţilor şi diplomaţilor din specialitate, cît şi inginerilor şi tehnicienilor din industria constructoare de motoare cu ardere internă.

Materialul prezentat este împărţit în patru părţi, acoperind toate sistemele de alimentare cu combustibil a motoarelor.

Prima parte a lucrării, redactată de prof. dr. ing. I. M. Lenin, se referă la sistemele de alimentare a motoarelor cu carburator. Problemele formării amestecului dintre aer şi combustibil sînt precedate de un scurt studiu asupra combustibililor folosiţi, dezvoltînd, în principal, consideraţiile asupra pulverizării şi vaporizării combustibilului. Se tratează şi problemele legate de preîncălzirea amestecului.

În continuare se elaborează studiul carburatorului elementar, cu un singur jiclor, stabilindu-se caracteristica de dozaj a acestuia pe baza calculului debitului de aer şi a celui de combustibil. Se trece apoi la determinarea caracteristicii optime a carburatorului (caracteristica dozajelor optime), pe baza examinării funcţionării motorului la turaţie şi apoi la sarcină constantă. În continuare, se dezvoltă sistemele principale de formare a amestecurilor de dozaje corespunzătoare în regimul sarcinilor parţiale : cu variaţia depresiunii din difuzor (cu aer suplimentar), cu variaţia depresiunii asupra jiclorului, cu jiclor principal şi jiclor compensator, cu jiclor cu secţiunea variabilă comandată de ac profilat combinat cu sistemul de mers încet în gol (ralanti) etc. Într-un capitol separat sînt grupate metodele de formare a amestecului în celelalte regimuri de funcţionare a motorului : regimul de mers încet în gol (ralanti) şi de repriză, de pornire, de accelerare (deschiderea bruscă a obturatorului) şi regimul de sarcini mari (îmbogăţirea dozajului la deschiderea completă a obturatorului). Această primă parte a lucrării se încheie cu trecerea în revistă a schemelor unor carburatoare existente (K – 22, K–105 şi K–82M, K–84M). Se prezintă şi limitatoarele de turaţie, cum şi problemele de bază ale sistemelor de injecţie de benzină.

A doua parte a lucrării, redactată de G. I. Samol, este consacrată sistemelor de alimentare a motoarelor cu combustibili gazoşi. Se prezintă problemele adaptării la alimentarea cu combustibili gazoşi a motoarelor în patru timpi cu carburator, cum şi a motoarelor Diesel. În continuare se descriu instalaţiile de alimentare cu combustibili gazoşi înbuteliaţi, buteliile şi organele componente ale instalaţiilor.

În încheiere se prezintă sistemele de alimentare cu gazogeneratoare.

Partea a treia, redactată de O. M. Malaşkin, se ocupă de sistemele de alimentare a motoarelor Diesel. Pentru început se prezintă problemele specifice ale formării amestecului la aceste motoare : pulverizarea combustibilului şi arhitectura camerei de ardere. Se trece apoi la echipamentele de injecţie, dezvoltîndu-se problemele funcţionale şi calculul injectoarelor şi al pompelor de injecţie, după care se prezintă diferite construcţii ale acestora : injectoarele la MZ, F. Ş., Caterpillar, Pintaux, pompele de injecţie la MZ–236, YTH8, 5×10, OHMY, Roosa-Master, cum şi pompa-injector AP–20–21 şi sistemul de injecţie Cummins.

Lucrarea se încheie cu o prezentare a echipamentelor auxiliare ale sistemelor de alimentare : pompe de alimentare, filtre de combustibil, regulatoare.

H. SEIFERT. **Procesele curgerii nestaţionare în canalizările motoarelor cu ardere internă.** (Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen). Berlin, Editura Springer 1962, 175 pag., 96 fig.

Umplerea cu încărcătură proaspătă şi evacuarea de gaze arse a cilindrilor motoarelor cu ardere internă şi, mai ales, a acelora în doi timpi, cu influenţele hotărîtoare cunoscute asupra puterii şi economicităţii, au făcut, în ultima perioadă, obiectul unor studii teoretice şi experimentale susţinute. În special, de o atenţie deosebită s-au bucurat procesele curgerii gazelor în sistemele de admisie şi evacuare, care au loc în regimuri nestaţionare. Dacă studiul experimental al acestor procese a cunoscut ample contribuţii, nu tot acelaşi lucru se poate afirma despre metodele de calcul al lor.

Lucrarea elaborată de dr. ing. Hans Seifert, pe baza tezei sale de disertaţie de la Institutul politehnic din Karlsruhe dezvoltă metoda de calcul şi urmărire a proceselor de curgere nestaţionare, cunoscută sub denumirea de metoda caracteristicilor. După o scurtă introducere, în care se face analiza stadiului actual al cunoştinţelor în problema atacată, lucrarea dezvoltă pe larg bazele sale teoretice. Astfel se fundamentează legile care guvernează curgerea nestaţionară unidimensională în prezenţa frecării şi schimbului de căldură, după care se face o largă şi completă prezentare a metodei caracteristicilor, cum şi aplicarea acesteia în diferite cazuri de arhitectură a elementelor de conducte.

În ultima parte a lucrării se prezintă încercările experimentale şi calculele elaborate de autor, ca aplicaţie a teoriei dezvoltate. După prezentarea instalaţiei experimentale, construită pentru un motor monocilindric cu benzină, în doi timpi, fabricat 110, cu baleiaj prin carter, se prezintă amplu şi complet modul de calcul al diferiţilor parametri şi mărimi ale proceselor, legat de particularităţile canalizărilor.

Lucrarea se încheie cu o bibliografie de 40 titluri, care conţine contribuţiile clasice şi moderne la studiul problemei atacate.

R. CAZAUD, M. RENOUT şi C. DAUBERTES. **Contribuţie la studiul deteriorării camelor şi tacheţilor motoarelor de automobil.** (Contribution to the study of deterioration in automobile engine cams and tappets). Inst. of Meca. Eng. Proc. of the autom. div. 1962–1963 (II).

Problema camelor şi tacheţilor a devenit, în ultimii ani, extrem de importantă, ca urmare a creşterii continue a turaţiilor motoarelor. Necesitatea de a supraîncărca arcurile supapelor, pentru a evita efectele inerţionale nedorite asupra întregului sistem de distribuţie, a dus la creşterea presiunilor specifice dintre camă şi tachet. Fireşte că soluţia ideală pentru micşorarea forţelor de inerţie este aceea de abandonare a sistemului cu culbutori, prin folosirea amplasării axului cu came în chiulasă.

În lucrarea de faţă, autorii prezintă rezultatele cercetărilor lor asupra deteriorării camelor şi tacheţilor în sistemul de distribuţie cu culbutori.

După fundamentarea modurilor de deteriorare şi trecerea în revistă a lucrărilor anterioare, autorii prezintă instalaţiile experimentale elaborate de ei, în vederea încercării camelor şi tacheţilor. Acestea au fost concepute pentru studiul simultan a două tipuri principale de deteriorare : „seizing" (microsudarea suprafeţelor în contact sub acţiunea presiunilor mari care duc la frecarea uscată cu creşteri importante ale temperaturilor locale) şi „pitting" (ciupirea şi fisurarea suprafeţelor datorită comprimărilor repetate). Turaţiile camelor sînt 600 şi 2 000 rot/min. Durata fiecărei încercări a fost pînă la 83 h (trei milioane cicluri) la 600 rot/min şi pînă la 42 h (cinci milioane cicluri) la 2 000 rot/min.

Într-un capitol următor, lucrarea prezintă rezultatele încercărilor legate de influenţa naturii materialelor camei şi tachetului, a tratamentului superficial şi a naturii lubrifiantului asupra uzurii prin „pitting", cum şi influenţa naturii lubrifiantului, a metodei de ungere şi a geometriei camei şi tachetului asupra uzurii prin „seizing".

În ultima parte a lucrării se prezintă rezultatele încercărilor unor uleiuri în maşinile de laborator şi în motoare.

Se arată că natura materialelor are o deosebită influenţă asupra uzurii prin pitting şi că tratamentul superficial prin fosfatare evită uzura prin seizing, dar promovează pe cea pin pitting. Uleiurile pur minerale duc la rezultate mai bune, în ceea ce priveşte uzura prin pitting, decît cele aditivate. Uzura prin seizing nu este mult influenţată de natura uleiului. Potrivirea unui tachet sferic cu o camă cu pantă este favorabilă asocierii unui tachet plan cu o camă fără pantă. Încercările efectuate după un program cuprinzător au arătat că, pentru un anumit grup camă-tachet, factorii care

evită un tip de uzură îl promovează pe celălalt. De aceea, este necesar să se realizeze un compromis pentru combaterea ambelor tipuri de uzură.

D. A. Ciudakov. **Bazele teoriei tractorului şi automobilului** (Osnovî teorii traktora i avtomobilia). Moscova, Editura I.S.L., 1962, 308 pag.

Lucrarea lui D. A. Ciudakov se adresează studenţilor care studiază în institutele şi facultăţile de mecanizare a agriculturii, cum şi inginerilor şi tehnicienilor de specialitate. Cele nouă capitole ale cărţii cuprind ansamblul de cunoştinţe care formează aşa-numita teorie a tractorului şi automobilului.

În primul capitol se dezvoltă bilanţul de tracţiune, prin definirea momentelor motoare şi rezistente, al forţelor la cîrlig şi al rezistenţelor la înaintare, care permite stabilirea relaţiilor generale care descriu înaintarea autovehiculului. Dinamica generală a autovehiculelor este prezentată în două capitole următoare, deoarece se grupează separat problemele specifice tractoarelor şi automobilelor cu roţi, faţă de cele ale tractoarelor cu şenile. După o scurtă prezentare a proprietăţilor fizico-mecanice ale solului, se studiază, în primul rînd, funcţionarea roţilor directoare şi motoare şi se determină reacţiunile pe roţi, ţinîndu-se seamă, în cazul tractorului, şi de varianta echipării acestuia cu unelte în poziţie suspendată de transport sau în poziţie de lucru.

Pentru tractorul cu şenile, după o succintă prezentare a modului de lucru al lanţului de şenile, se determină poziţia centrului de presiune şi reacţiunile normale ale solului asupra şenilelor. Dinamica şi economicitatea tractoarelor fac obiectul capitolului următor. După stabilirea bilanţului puterilor, se prezintă modul de întocmire a calculului de tracţiune şi a caracteristicii de tracţiune. În continuare se studiază problemele speciale ale tracţiunii cu toate patru roţile, ale demarării tractorului în agregat cu maşinile agricole, ale determinării experimentale a caracteristicii de tracţiune şi ale încercărilor dinamometrice ale tractoarelor cu maşini remorcate. Al cincilea capitol al lucrării se referă la problemele particulare ale dinamicii şi economicităţii automobilelor. Astfel, se prezintă factorii şi caracteristicile dinamice, problemele demarării, problemele specifice în cazul transmisiei hidromecanice, problemele dinamice, particulare frînării automobilului, şi caracteristica de economicitate a acestuia. După prezentarea unor scurte consideraţii asupra capacităţii de trecere, se elaborează calculul de tracţiune a automobilului şi se încheie cu indicaţii asupra încercărilor experimentale în vederea determinării calităţilor dinamice şi economice ale automobilului. Virajului îi sînt consacrate două capitole : primul pentru tractoarele şi automobilele cu roţi, al doilea pentru cazul tractorului cu şenile. Pentru cunoaşterea primului caz, se dezvoltă cinematica şi dinamica virajului, se insistă asupra influenţei elasticităţii pneurilor şi se studiază condiţiile de stabilitate a virajului. Pentru cazul tractorului cu şenile, după studiul cinematicii şi dinamicii virajului în acest caz, se descriu mecanismele de realizare a acestuia şi se determină caracteristica de viraj. În capitolul opt se studiază stabilitatea longitudinală şi transversală, cum şi determinarea centrului de greutate al automobilului şi al tractorului. În ultimul capitol se dau noţiuni despre vibraţiile autovehiculelor, despre măsurarea acestora şi despre cercetările experimentale în acest domeniu.

N. A. Iacovlev şi N. V. Divakov. **Teoriia avtomobiliia (Teoria automobilului)**. Moscova, Editura G. Iz. 1962, 297 pag.

Lucrarea se adresează studenţilor de specialitate şi poate fi folosită de inginerii şi tehnicienii din proiectarea şi încercarea automobilelor.

Problemele teoriei automobilului au fost grupate în cadrul lucrării în 11 capitole. În primul capitol se studiază forţele care acţionează asupra automobilului la înaintarea acestuia în diferite regimuri. Astfel, se stabilesc forţele de tracţiune la roţile motoare, rezistenţele la înaintare şi reacţiunile normale ale drumului. Scopul celui de-al doilea capitol este de a prezenta elementele calculului de tracţiune, dezvoltînd problemele bilanţului de tracţiune şi ale caracteristicii dinamice. În capitolul următor se tratează frînarea automobilului : condiţiile, spaţiul şi durata frînării. Se trece apoi la studiul capacităţii de trecere a automobilului şi al virajului scoţîndu-se în evidenţă influenţele particulare ale tipului suspensiei şi formei caroseriei. În capitolul al şaselea, lucrarea analizează stabilitatea longitudinală şi transversală, cum şi influenţele asupra acestora ale tipului constructiv al automobilului. Capitolul următor se ocupă de confortabilitatea automobilului, dezvoltînd problemele vibraţiilor acestuia. Capitolul al optulea este consacrat economicităţii în condiţii de viteză constantă, ca şi în regimuri variabile. Se arată şi influenţa asupra economicităţii a particularităţilor constructive şi funcţionale ale automobilului, cum şi căile de mărirea a economicităţii. În capitolul al noulea, sub titlul „Probleme de bază ale teoriei automobilului" se prezintă diagrama (graficul) de deplasare a automobilului, influenţele condiţiilor exploatării asupra performanţelor, problemele remorcării şi supraîncărcarea mecanismului de transmisie. Încercările automobilelor sînt grupate în capitolul al zecelea. Se prezintă încercările pentru determinarea randamentului transmisiei coeficientului de rezistenţă la înaintare, a calităţilor dinamice şi a economicităţii automobilului, parametrilor virajului, stabilităţii, cum şi încercările la vibraţii. Ultimul capitol conţine exemple de calcul : dinamicitatea şi economicitatea automobilului, cum şi calculul său de tracţiune. Lucrarea se încheie cu o serie de date asupra automobilelor de fabricaţie sovietică : ZAZ-965, Moscvici-407, M-21 Volga, GAZ-13 Ceaika, ZIL-111, GAZ-51A, 63 şi 69, ZIL-164 şi 157, MAZ-200.

C. G. O'Neill. **Metodele de încercare folosite în aplicarea carburatoarelor la motoare de autovehicule.** (Test techniques employed in the application of carburettors to vehicule engines). În : The Inst. of Mech. Eng. — Proc. of the automobile division 3,1962-1963.

Lucrarea este dedicată aplicării carburatoarelor la motoare şi detectării deficienţelor rezultate din furnizarea unor amestecuri nepotrivite la una sau mai multe condiţii de funcţionare.

În primul rînd se prezintă modul în care se conduc încercările pentru dezvoltarea iniţială a carburatorului. La cercetarea unui carburator de tip nou este indicat să se evite la început aplicarea lui direct pe un motor, deoarece nu este important să se determine limitele potrivirii carburatorului pe acest motor, ci caracteristicile generale ale noului tip de carburator. Se foloseşte o instalaţie de simulare a aspiraţiei motorului descriindu-se componenţa sa, cum şi rezultatele obţinute la încercarea unui carburator. O altă instalaţie necesară este aceea de urmărire a nivelului combustibil asigurat de sistemul flotor-poantou. Foarte interesante sînt şi metodele de încercare la înclinaţii diferite ale carburatoarelor şi la vibraţii. Se prezintă şi instalaţia de încercare comparativă a influenţei încălzirii carburatorului asupra debitului de combustibil, la care se pot determina şi proprietăţile corespunzătoare ale materialelor termoizolante pentru confecţionarea garniturilor de protecţie împotriva încălzirii excesive a carburatorului. Cercetarea carburatoarelor la jivraj se efectuează într-o instalaţie complexă cu posibilitatea variaţiei umidităţii şi temperaturii aerului insuflat în carburator.

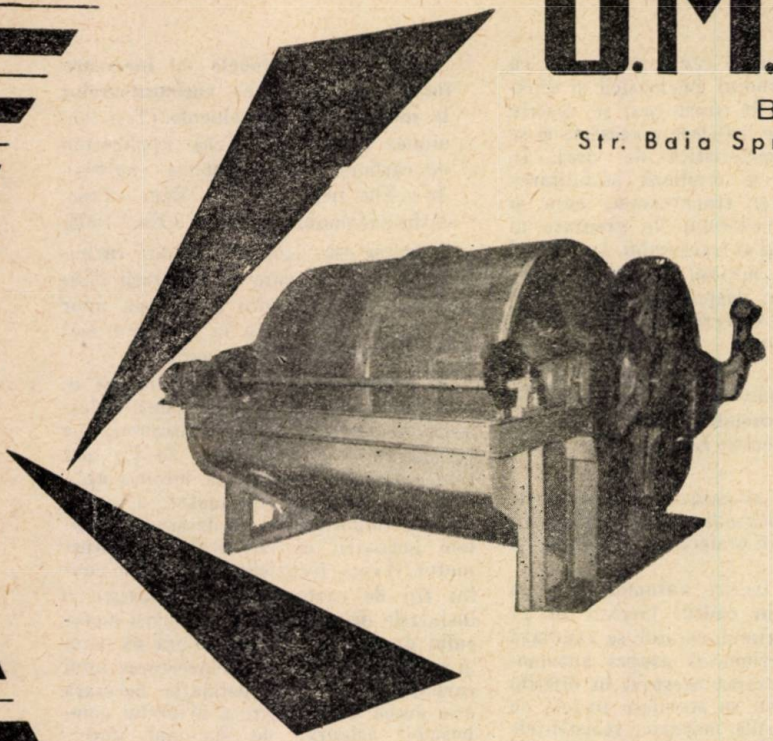
În continuare, lucrarea prezintă încercările care se efectuează asupra carburatorului montat pe motor. Acestea sînt împărţite în trei grupe : pentru obţinerea de date asupra cerinţelor, încercări asupra distribuţiei încărcăturii proaspete la cilindri, verificarea cerinţelor. În prima grupă se dezvoltă încercările asupra mărimii difuzorului, asupra variaţiei avansului la producerea scînteii, asupra consumurilor de combustibil la deschiderea completă a obturatorului, la sarcinile de tracţiune etc. Cercetările asupra distribuţiei la cilindri se fac fie prin metoda analizei gazelor evacuate, fie prin aceea a variaţiei de temperatură de ardere. In ultima grupă de încercări se înscriu acelea care duc la stabilirea reglajelor jiclorilor la obturator complet deschis şi la sarcinile de tracţiune, cum şi verificarea acestor reglaje la funcţionarea motorului în regimul sarcinilor parţiale.

Lucrarea se încheie cu unele consideraţii asupra încercărilor la bancul de probă cu volanţi, care introduc efectele masei autovehiculului pentru cercetarea regimurilor tranzitorii, cum şi asupra particularităţilor motoarelor cu combustibili grei care trebuie vaporizaţi, şi asupra încercărilor pe autovehicul.

MŰSZAKI KÖNYVTÁR

U.M.M.U.M.

BAIA MARE
Str. Baia Sprie nr. 170, telefon 1078

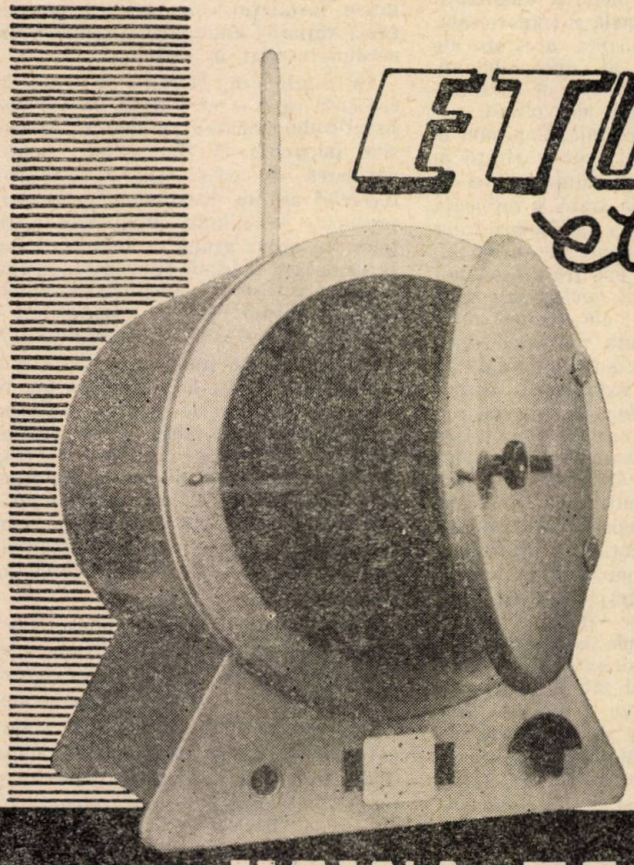


fabrică:

ALIMENTATOARE CU PLĂCI, CU SANIE ŞI ROTATIVE
AGITATOARE MECANICE
CELULE DE FLOTARE
CIURURI VIBRATOARE
CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ
FILTRE DE VID
ÎNGROŞĂTOARE
POMPE DE TULBUREALĂ
VAGONETE DE FUNICULAR
BILE ŞI BARE PENTRU MORI DE MĂCINAT MINEREU etc.

ETUVĂ electrică

TIP E 150



CAMERA DE ÎNCĂLZIRE
Ø 395 × 390 mm

DOMENIUL TEMPERATURILOR DE LUCRU 40 – 15°C

MENŢINEREA TEMPERATURII SE FACE CU O PRECIZIE DE ± 2 – 130°C

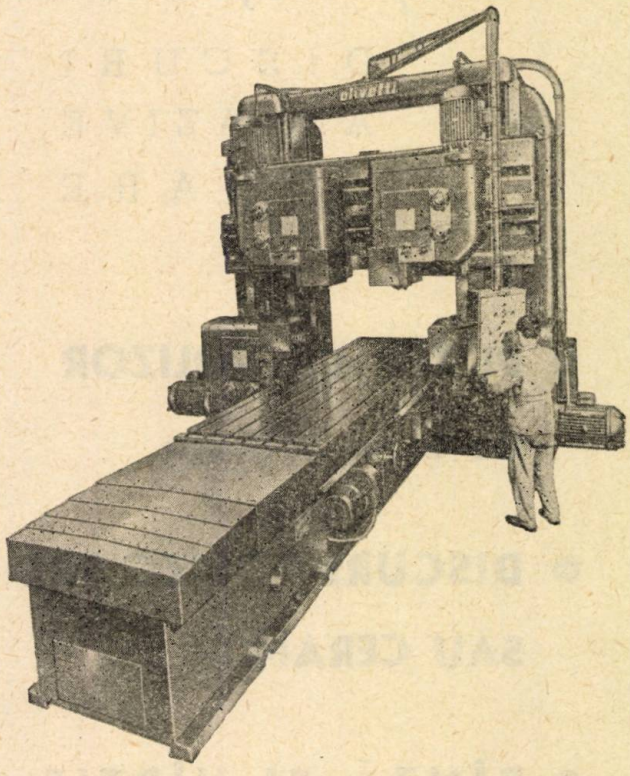
LA CERERE SE LIVREAZĂ CU ACCESORII PENTRU DETERMINAREA UMIDITĂŢII PRODUSELOR AGRICOLE VEGETALE

UZINA TEHNOMETAL

TIMIŞOARA – STR. GLORIEI NR.11 – TEL.: 37-06

Mașini de frezat longitudinale Olivetti pentru lucrări mijlocii și grele

Construcția excepțional de rigidă, greutatea mare și blocajele sigure, fac ca mașinile de frezat longitudinale Olivetti FP6, FP9, FP12 și FP16 să poată realiza lucrările cele mai grele. Se construiesc două tipuri: mașini de utilizare normală, destinate prelucrării pieselor individuale sau de serie mică, echipate cu capete de frezat U25 sau U32, cu electromotor de 25/32 CP, prevăzute cu dispozitiv pentru variația vitezei și cu alte dispozitive la cerere (deplasarea capului prin comandă separată în sens transversal și paralel cu axul mandrinei, fapt ce permite realizarea operațiilor de alezare — dispozitive electronice pentru determinarea avansurilor etc.); mașini de mare productivitate, echipate cu capete de frezare UP25 sau UP32, cu ciclul programat în cele două sensuri de deplasare longitudinală a mesei și prevăzute cu trei dispozitive de comandă (înainte — oprire — înapoi).



Mașină de frezat longitudinală FP12/U25/4000 model PLL 22

olivetti

Caracteristicile capului de frezare	U 25–U 32	UP 25—UP 32
Conul mandrinei	69,850 mm (2"3/4)	107,950 mm (4"1/4)
Flanșa mandrinei	221,44 mm (N60)	221,44 mm (N60)
Diametrul mandrinei pe suportul anterior	160 mm	160 mm
Diametrul maxim al frezei (pentru fontă sau oțel)	600 mm	600 mm
Diametrul maxim al frezei sub cot	400 mm	400 mm
Reglajul axial	350 mm	350 mm
Trepte de turație pentru mandrină	36	10
Gama normală de turații	18—1 000 rot/min	25—200 rot/min
Gama lentă (maximum 18 CP)	—	12,5—100 rot/min
Gama rapidă	—	50—400 rot/min
Electromotor pentru mandrină, cu 4 poli (la cerere)	25—32 CP	25—32 CP

Caracteristicile mesei

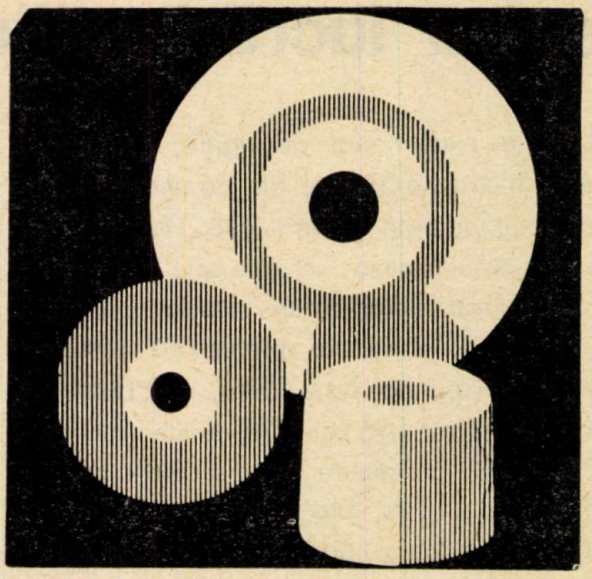
Cursa mesei	3 000	4 000	5 000 mm
Lungimea mesei	3 350	4 350	5 350 mm
Electromotor cu 4 poli	24,5 CP		
Greutatea maximă a piesei	10 000	13 000	16 000 kgf
Lățimea mesei	1 250 mm		
Canalele mesei (număr x lățime)	7 x 28 mm		
Distanța dintre axele canalelor	175 mm		
Viteza de avans pentru N36	28—1 600 mm/min		
Viteza în cursa rapidă (liberă)	5 000 mm/min		

olivetti **Mașini—unelte,** ing. C. Olivetti & C., S.p.A., San Bernardo d'Ivrea (Italia)

MUZEUL NAȚIONAL

Cumpărați

DISCURI
ABRAZIVE
UNGARE



- **PIETRE DE POLIZOR de bună calitate**
- **DISCURI POLIZOARE CU LIANȚI DE CAUCIUC SAU CERAMICI**
- **PÎNZĂ ȘI HÎRTIE șmirghel pentru prelucrări manuale sau mecanice, în execuție excepțională**

TERMEN SCURT DE FURNIZARE

Exportă:

FERUNION • BUDAPESTA • CĂSUȚA POȘTALĂ 612

Informații se pot obține de la

DELEGAȚIA COMERCIALĂ UNGARĂ
BUCUREȘTI
Str. I. C. FRIMU Nr. 20

PRODUSE CHIMICE: pigmenți anorganici, sub formă de pulbere albă amorfă; oxid de zinc calitatea I; bioxid de staniu; lipoton.

SOLEX
UZINA DE METALE
ȘI ALIAJE NEFEROASE

PRODUSE METALURGICE — Aliaje antifricțiune. Compoziție Y. Pb 98% — Bahnmetall, aliaj antifricțiune utilizat la cuzineții de vagonete, vagoane de cale ferată, (marfă și persoane) și pentru axe cu 300 — 400 rot/min. Compoziția Y. Sn 10% — Weissmetall — se utilizează ca aliaj antifricțiune la cuzineți, la biele și osii de locomotive cu viteză mare. Compoziția Y. Sn 83% se utilizează ca aliaj antifricțiune la cuzineți, turbine de abur, turbocompresoare, motoare Diesel cu viteză mare, electromotoare etc.

Aliaje tipografice, folosite în industria tipografică pentru turnarea materialului tipografic: monotip — aliaje pentru mașinile de cules monotip; linotip — aliaje pentru mașinile de cules linotip; stereotipie — aliaje pentru plăci de stereotipie.

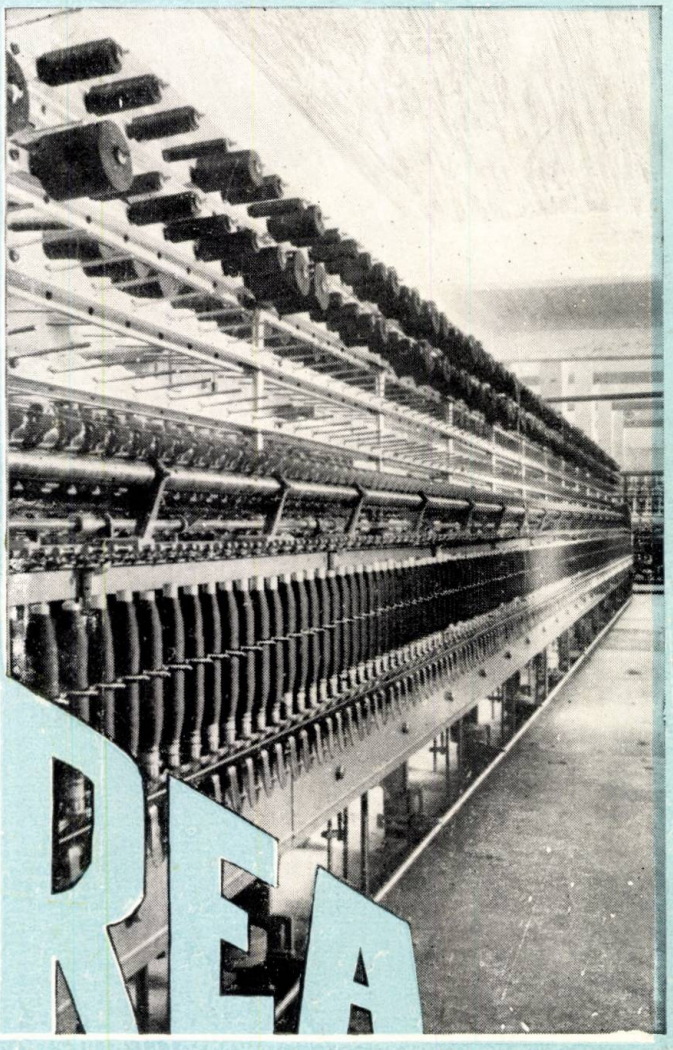
Alamă turnată în blocuri — AMTO — se utilizează pentru armături, piese de ornament, piese diverse.

Bronz cu staniu — aliaje de cupru cu staniu — servesc la turnarea lagărelor pentru mașini-unelte, organe de mașini, armături speciale, lagăre pentru material rulant, armături la presiune etc.

Aliaje de cositor pentru lipit, utilizate la lipit plumb, alamă, cupru, lipituri la flăcări în tinichigerie, lipituri pe tablă de zinc, sîrmă galvanizată, lipituri pe tablă de alamă, tablă cositorită, conductoare electrice, lipituri la contoare electrice, lipituri fine în electricitate și radiofonie.

Aliaje de zinc (Zamak-uri), folosite în industria constructoare de mașini pentru armături, carburatoare și ca aliaje de înlocuire.

INTRAREA TORENTULUI NR. 4 • BUCUREȘTI



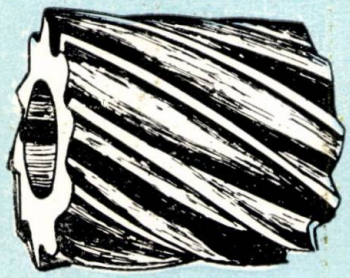
UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ PIAȚA 1 MAI 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru războaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră si fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat, tip FI
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

FABRICA DE SCULE RÎȘNOV



REGIUNEA BRAȘOV

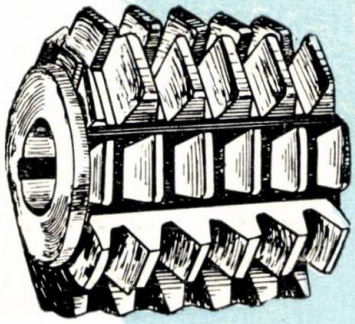
Produce:

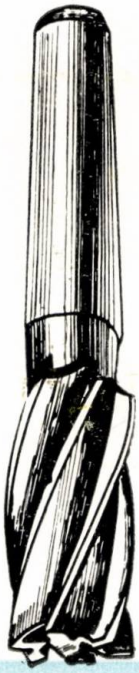
BURGHIE ELICOIDALE ȘI DE CENTRUIRE

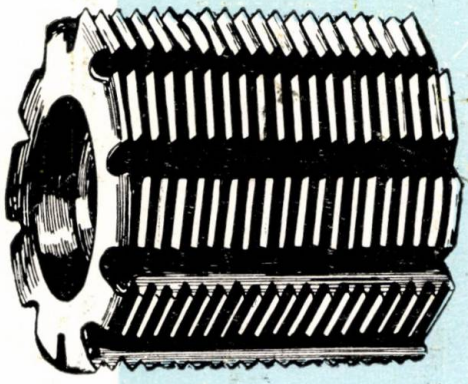
ALEZOARE-ADÎNCITOARE

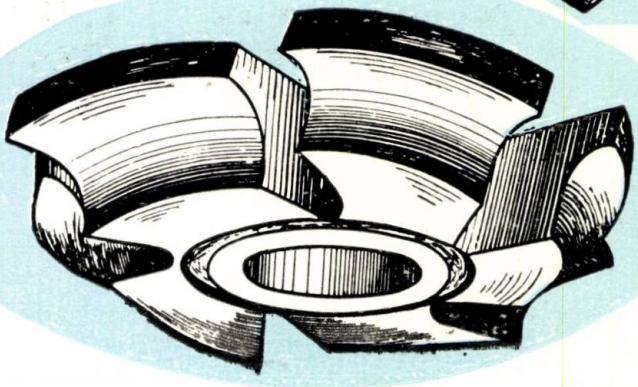
FREZE PENTRU AȘCHIEREA METALELOR

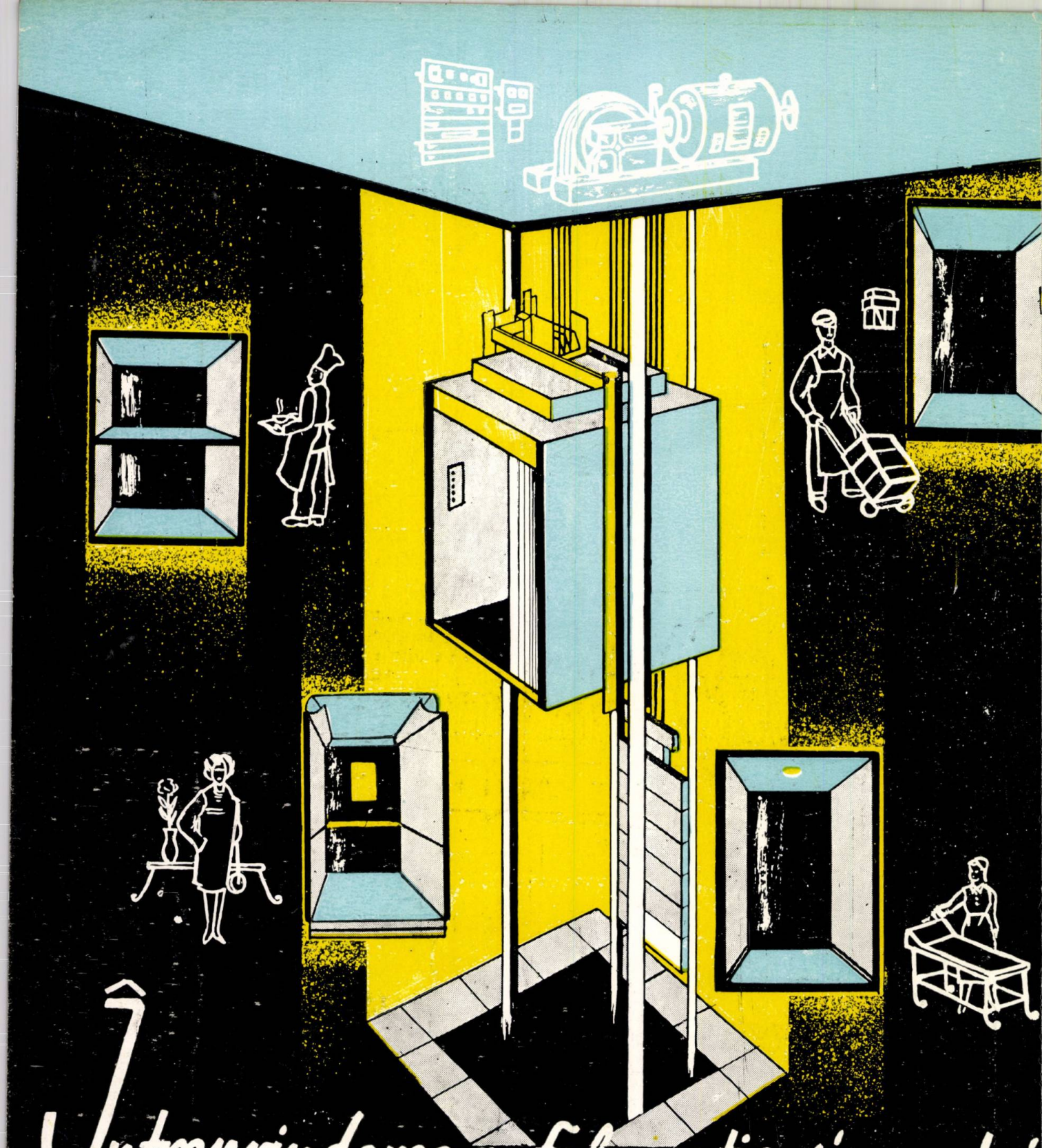
SCULE PENTRU FILETARE ȘI SCULE SPECIALE DUPĂ DOCUMENTAȚIA CLIENTULUI











Întreprinderea de fabricație și montaj ascensoare București

SOS. GIULEȘTI Nr. 8, RAIONUL 16 FEBRUARIE • TELEFON: 17.45.00 ; 18.60.00

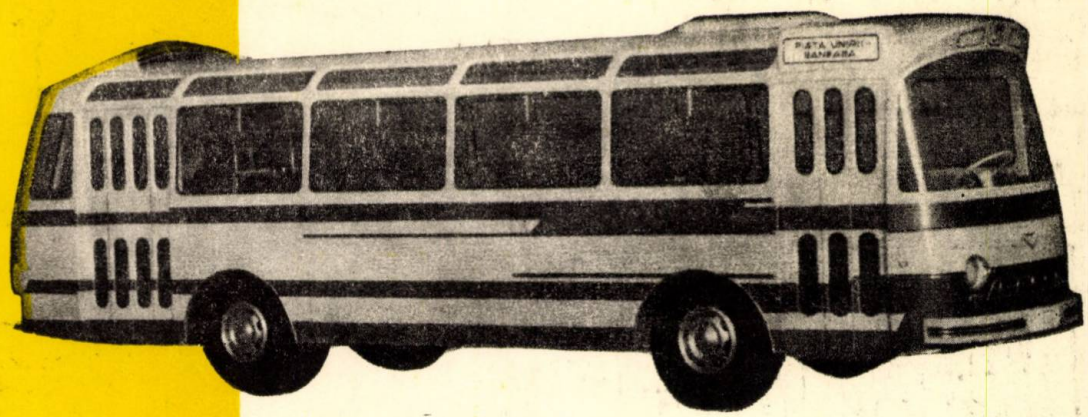
proiectează, construiește și montează următoarele produse:

- ascensoare de persoane
- ascensoare de materiale, 300—3 000 kg
- ascensoare de 100 kg (Montecharge)
- ascensoare de bolnavi
- piese de schimb pentru ascensoare de fabricație I.F.M.A.

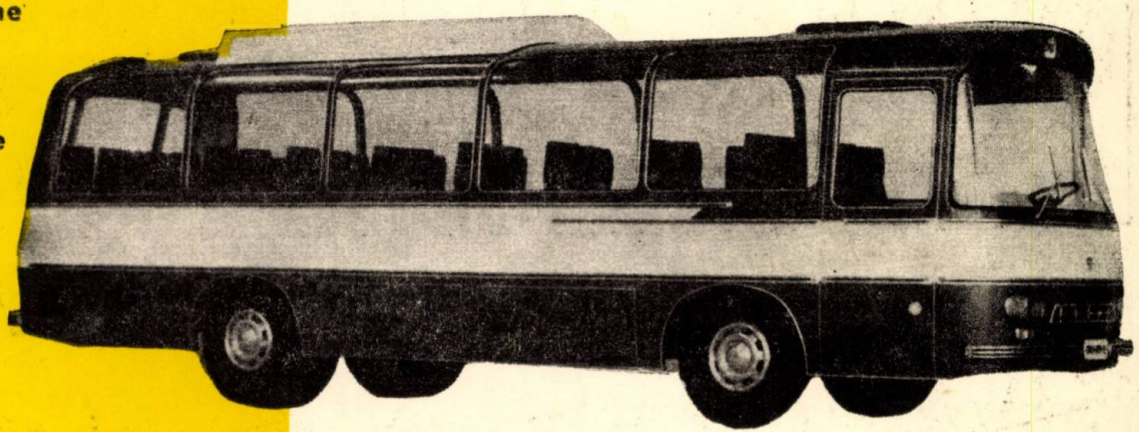
UZINA AUTOBUZUL BUCUREŞTI

produce:

Autobuze urbane de medie capacitate



Autobuze interurbane de medie capacitate

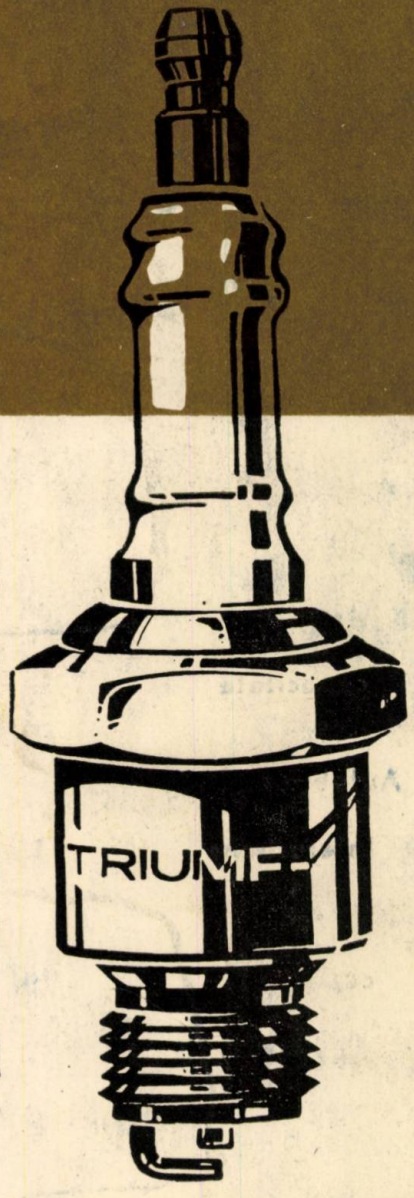


Uzina **AUTOBUZUL** Bucureşti
RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UȘOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.



Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

R
REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 4 • APRILIE 1964

UZINELE

Steagul Roșu

BRASOV

produc

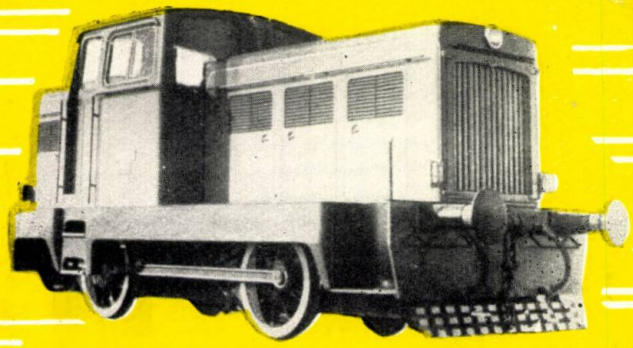
Autocamioane

E 3279

Material rulant

Automotoare de mare viteză și capacitate

Locomotive de manevră pentru cale normală

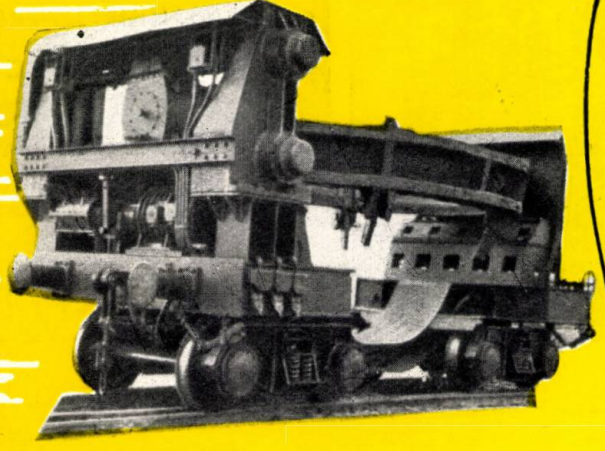


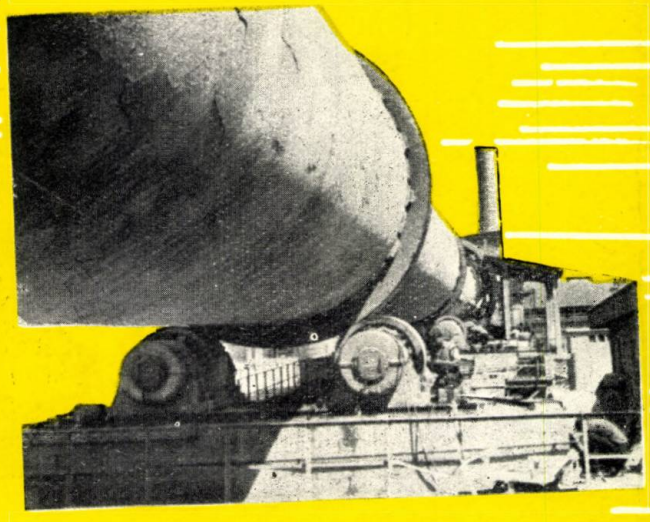
UZINELE 23 AUGUST

Vagoane-cisternă, de mare capacitate

Vagoane speciale pentru siderurgie

Frîne cu aer comprimat pentru material rulant





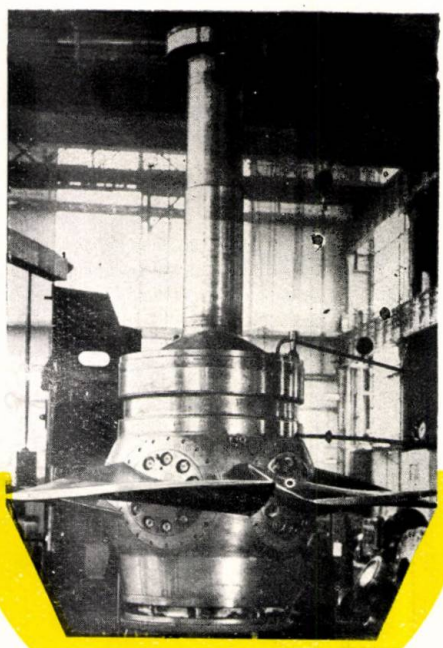
Agregate și aparataje pentru industria chimică

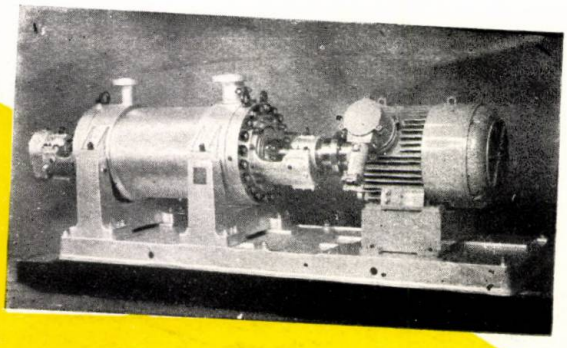
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică

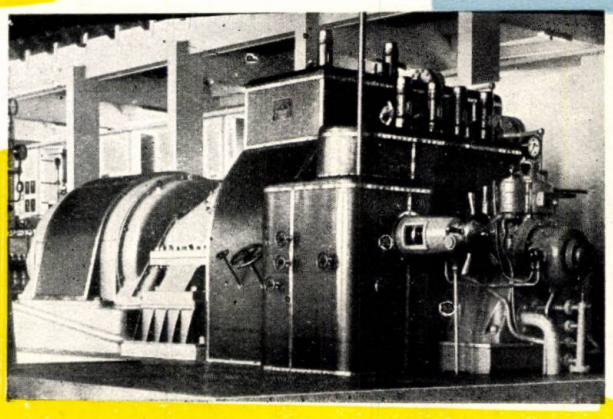
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP

Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DE







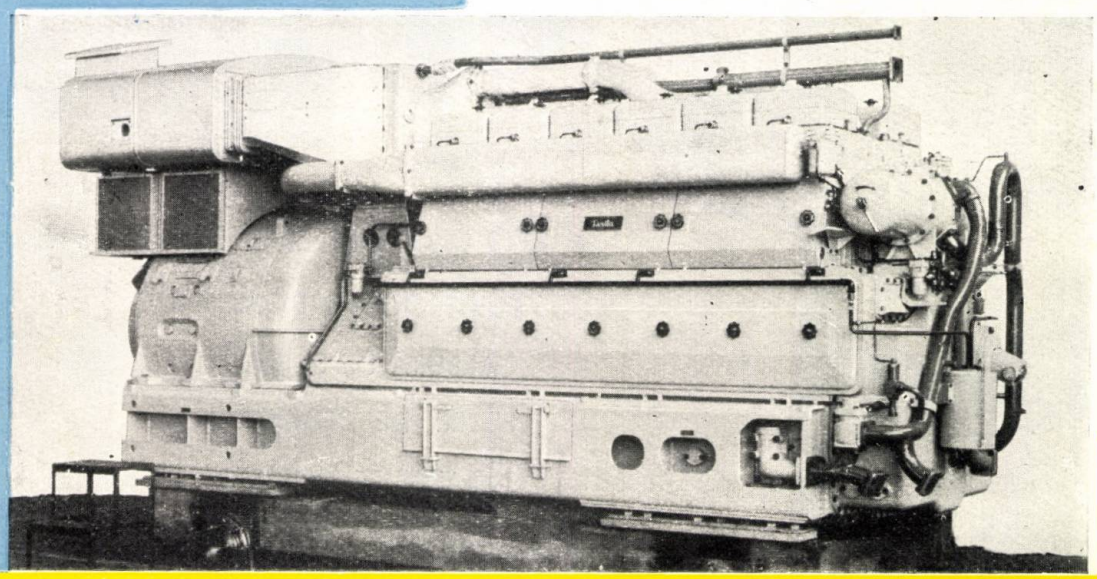
- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - cu condensație
  - cu priză
  - cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - 1 V — 15/7
  - 2 V — 30/7
  - 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - 15 000 Nm^3/h — 3 m col.apă
  - 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**

CONSTRUCȚII DE MAȘINI

UCM Reșița

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP



CARBOCHIM
CLUJ

PRODUSE ABRAZIVE

- ELECTROCORINDON
- CARBURĂ DE SILICIU
- PIETRE DE POLIZOR
- ABRAZIVI PE SUPORT

PRODUSE CĂRBUNOASE

- ELECTROZI SIDERURGICI
- ELECTROZI DE BATERII
- ELECTROZI DE CRĂIȚUIRE
- PASTĂ DE ELECTROZI

CARBOCHIM

UZINA Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

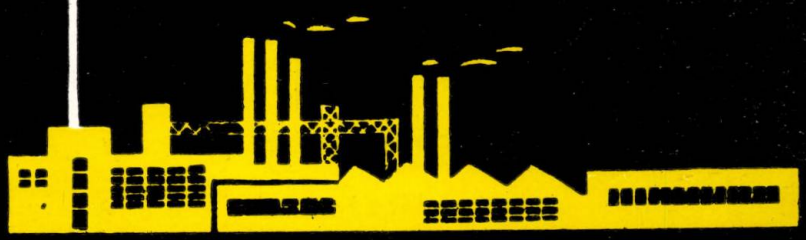
UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

EXECUTĂ

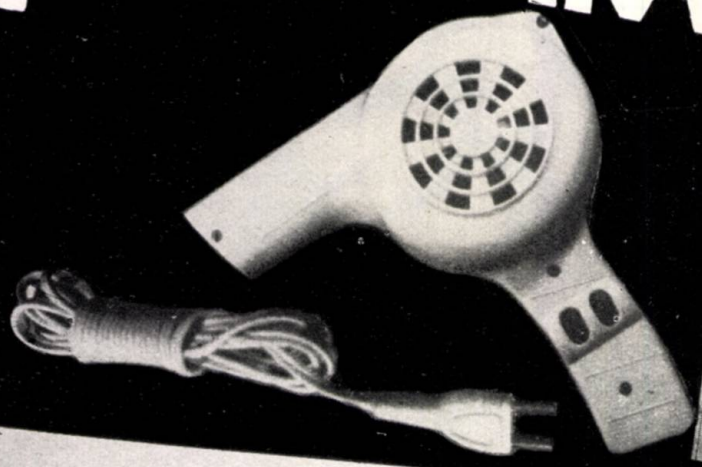
Contractarea la export se face prin intermediul firmei

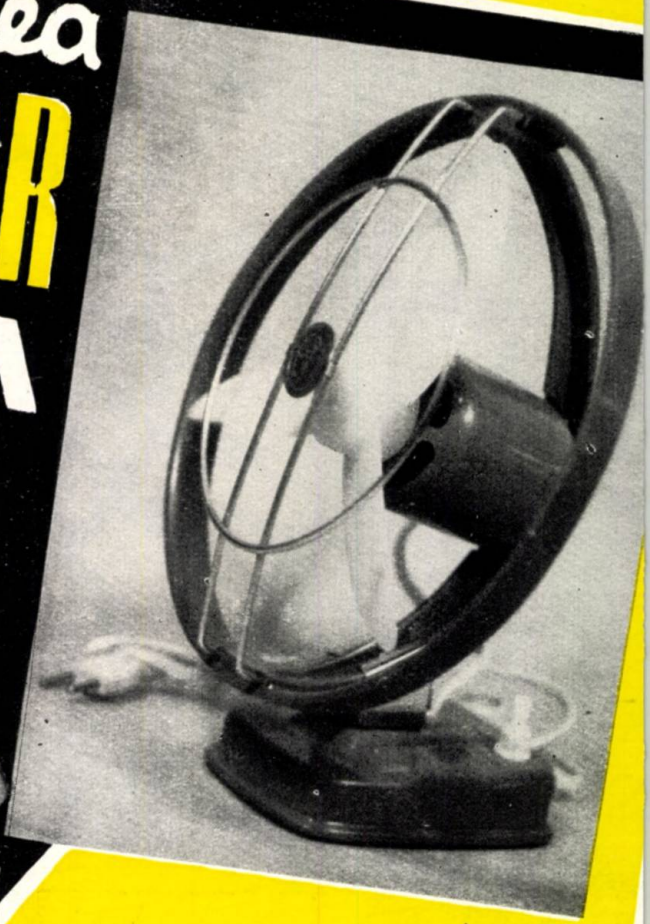
„INDUSTRIALEXPORT"

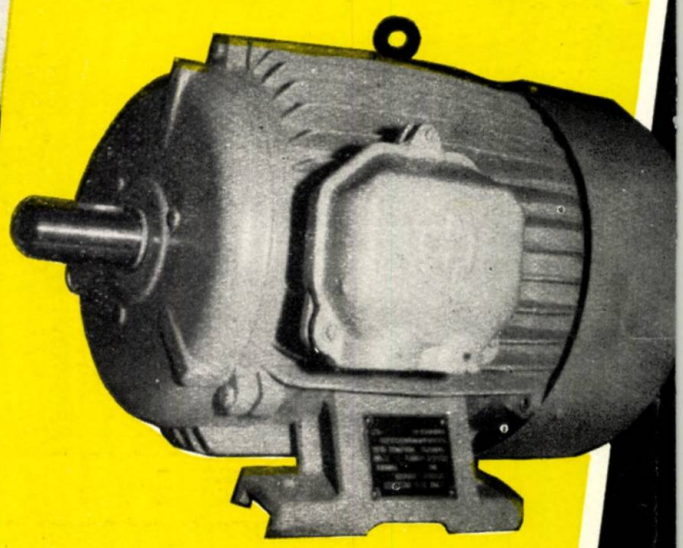
str. Gabriel Peri nr. 2, București



Întreprinderea ELECTROMOTOR TIMIȘOARA







Execută:

- **motoare electrice asincrone trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4—30 kW**
- **aspiratoare de praf tip „Record"**
- **uscătoare de păr tip „Zefir"**
- **ventilatoare de masă**

ÎNFRĂȚIREA

Uzina de mașini-unelte Oradea

produce

MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

— Raboteze de 425 și 700 mm

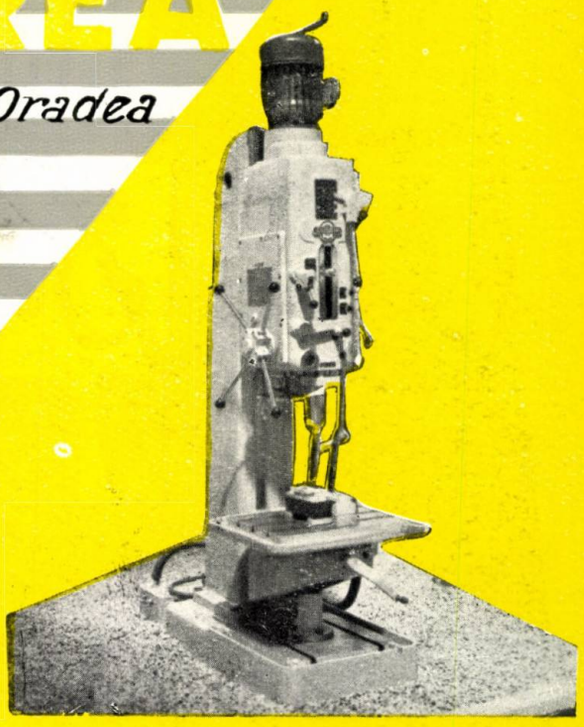
— Mașini de găurit 416, 425, 640

— Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t

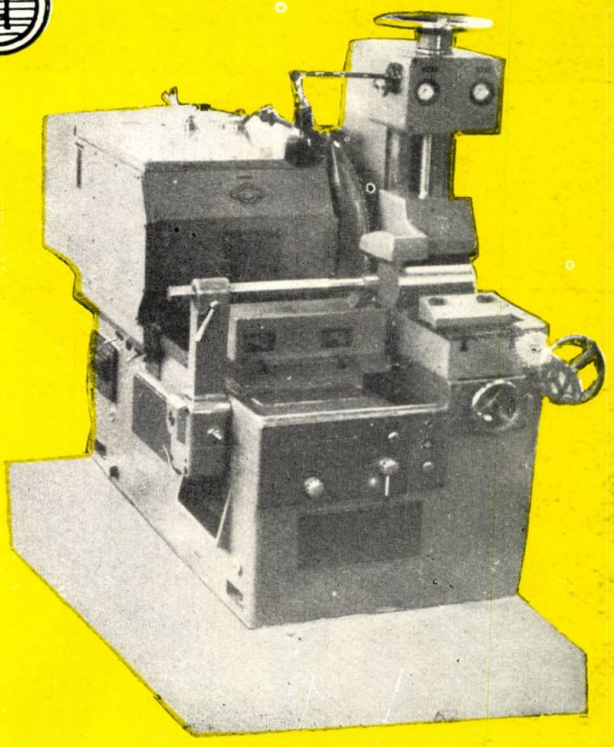
— Freze universale pentru sculărie

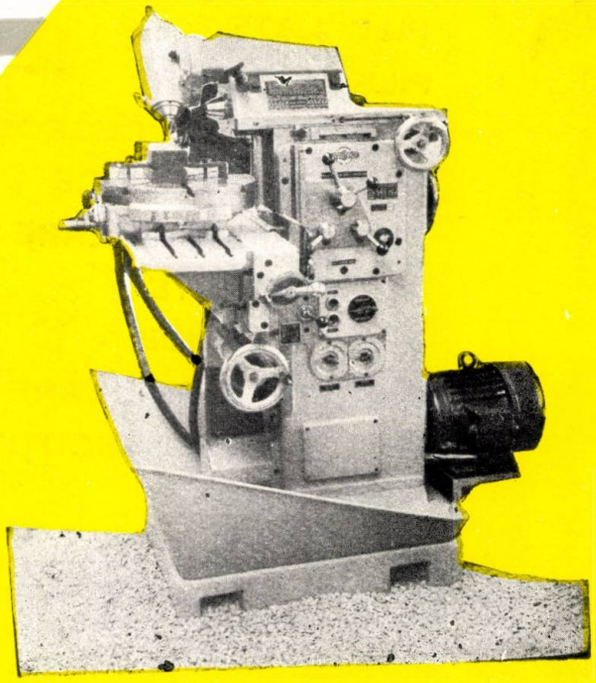
— Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm

— Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg



ÎNFRĂȚIREA

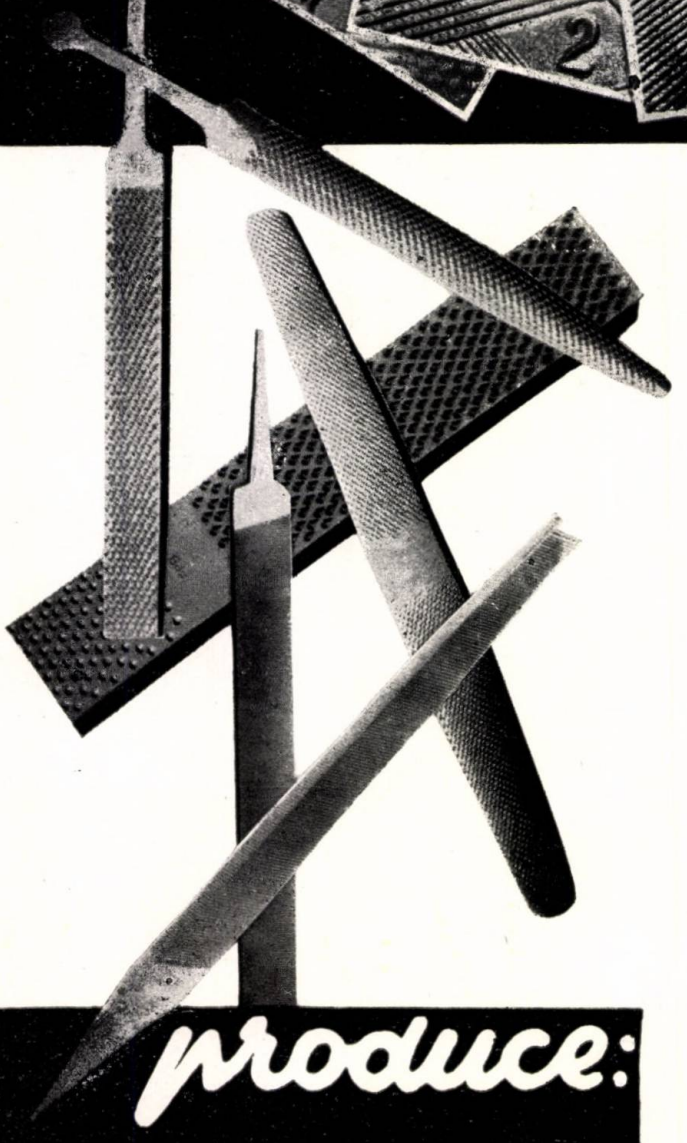




FABRICA DE PILE

București

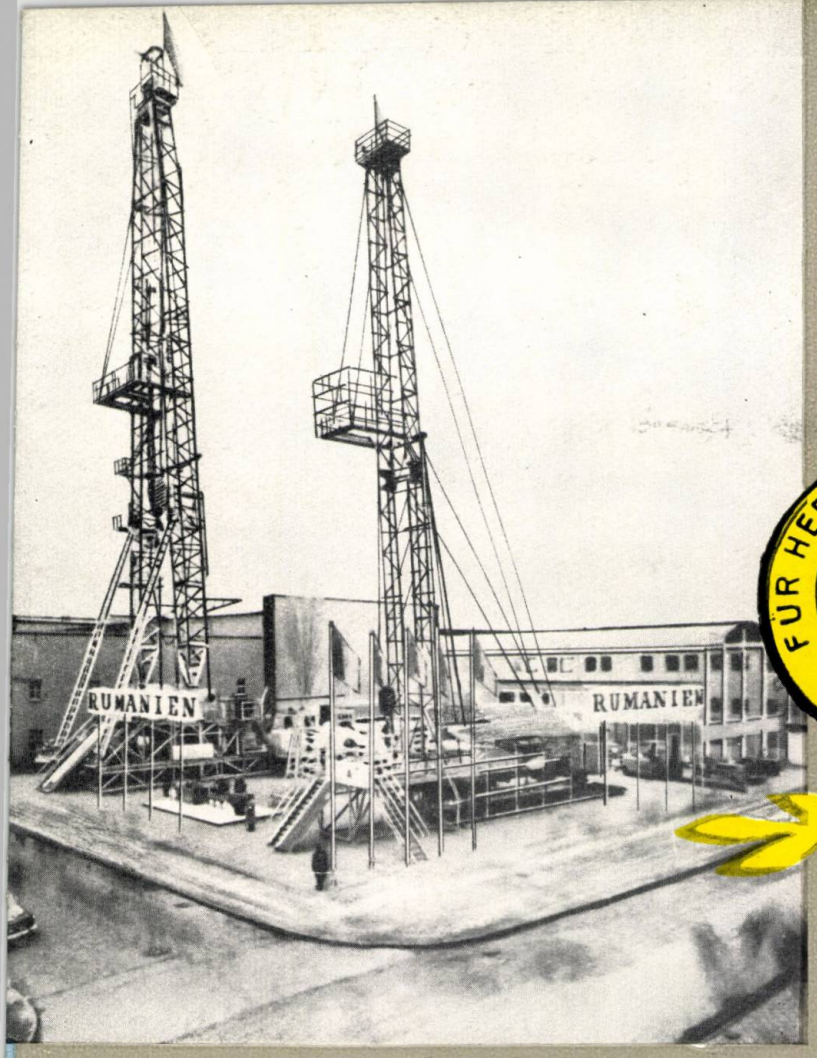
MICM



produce:

- PILE LATE
- PILE ASCUȚITE
- PILE PENTRU DEGROȘAT
- PILE SEMIROTUNDE
- PILE TRIUNGHIULARE
- PILE PĂTRATE
- PILE ROTUNDE
- PILE TRIUNGHIULARE PENTRU ASCUȚIT
- RAȘPILE

de la 100 la 500 mm, de tăieturi 0, 1, 2, 3, conform STAS 631/1949, precum și diferite pile și rașpile cu întrebuințări speciale.



„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

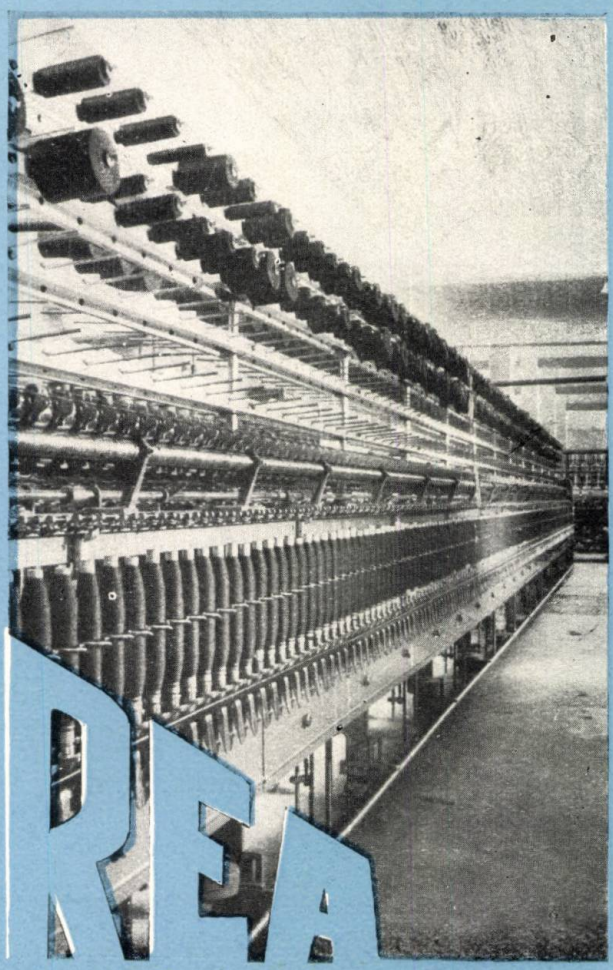
FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1



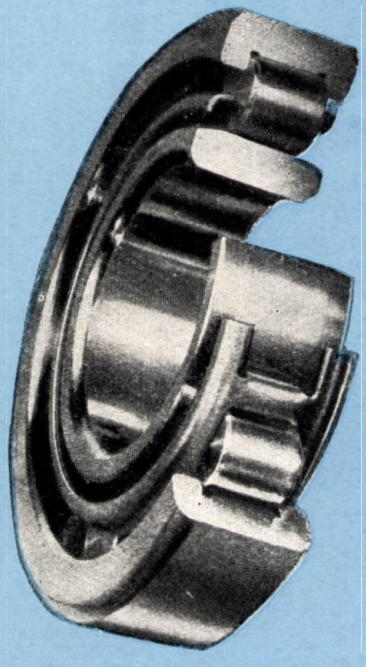
UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru războaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de tilat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de tilat bumbac cardat pieptănat, tip Fl
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

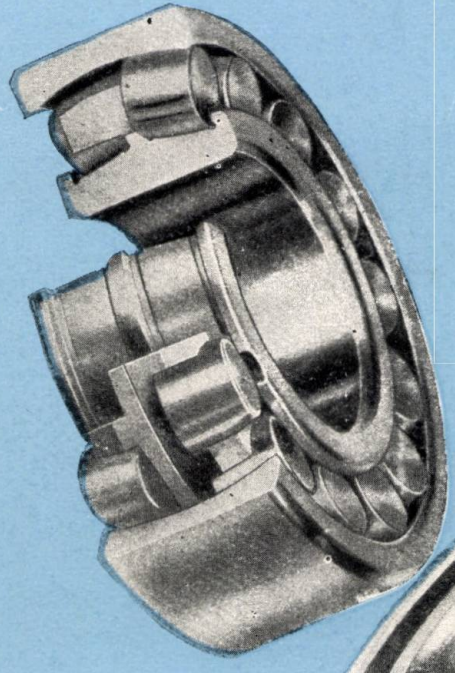
FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

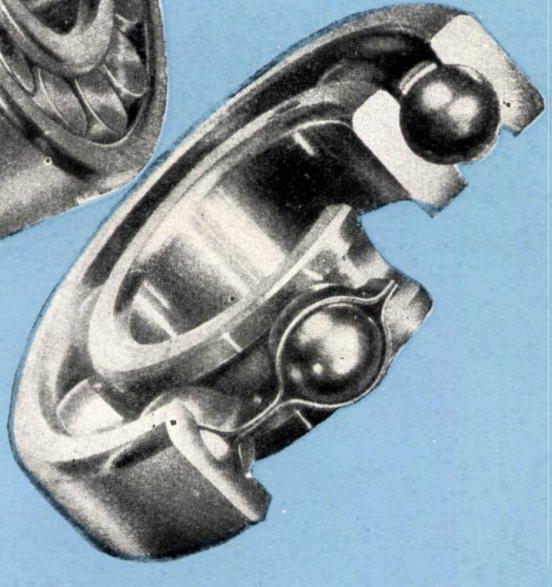


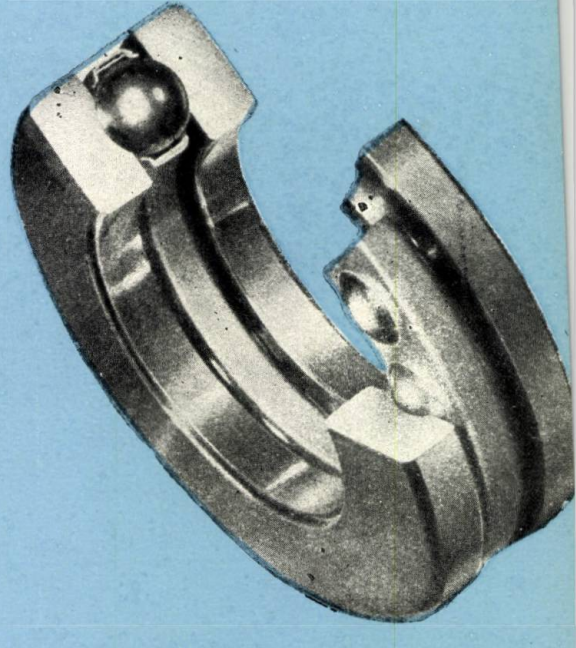
Înzestrată cu mașini specializate de mare productivitate și precizie, cu laboratoare modern utilate și cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**



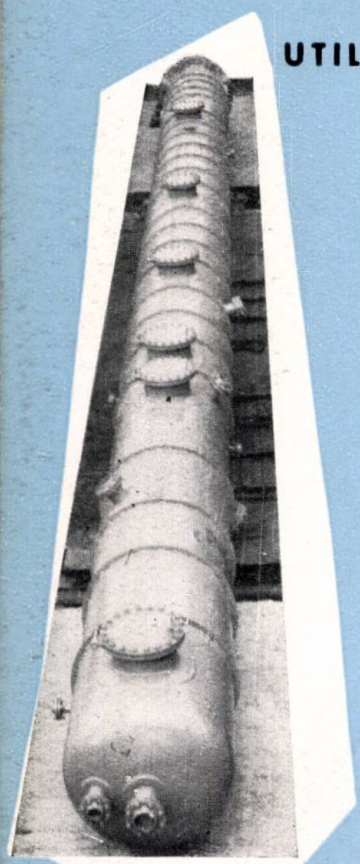




UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII



— condensatoare
— schimbătoare de căldură
— reactoare
— evaporatoare
— coloane de rectificare

RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

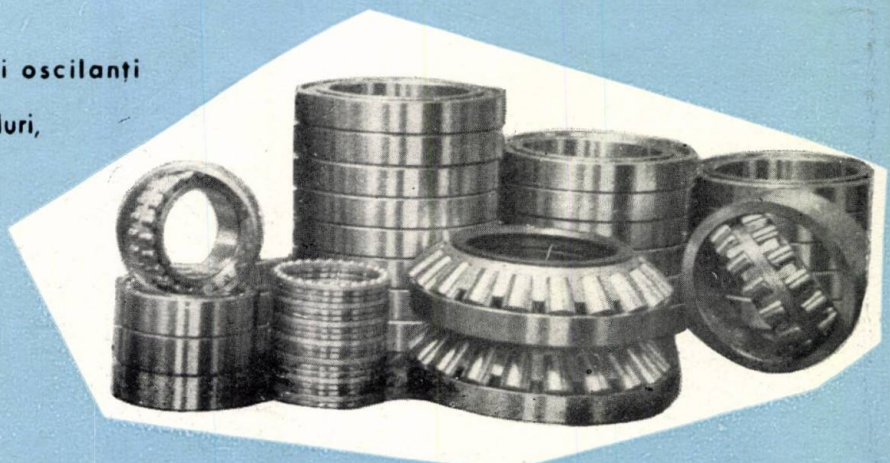
— rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436 ;

— rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru ;

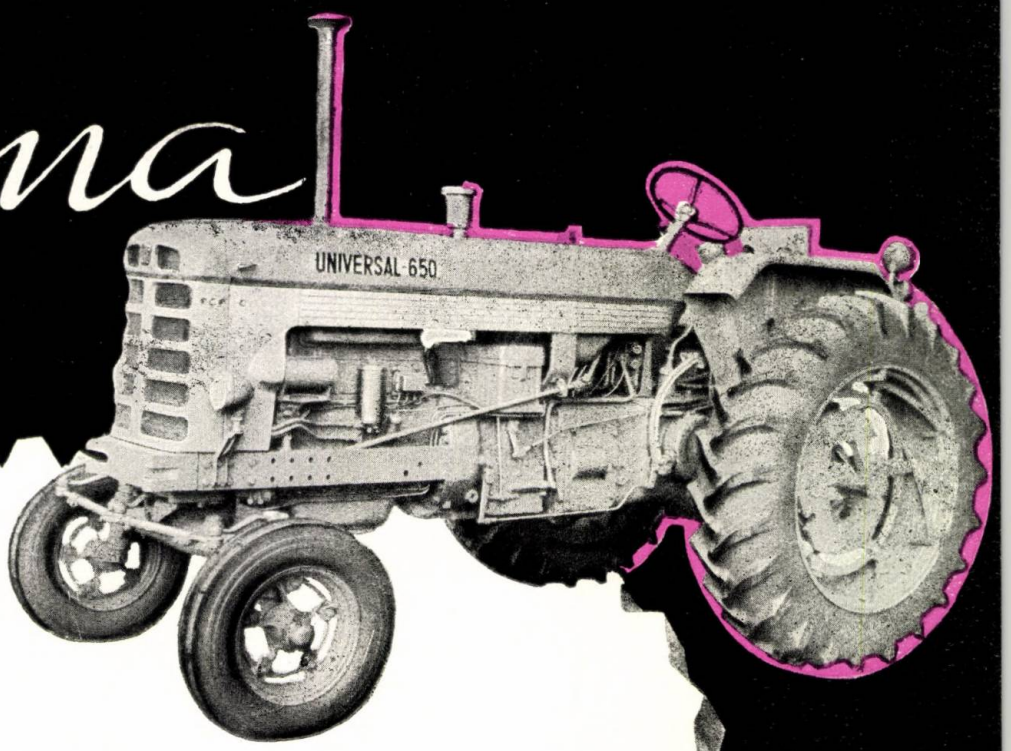
— rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru ;

— rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru ;

— rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.



Uzina



TRACTORUL

BRAȘOV

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

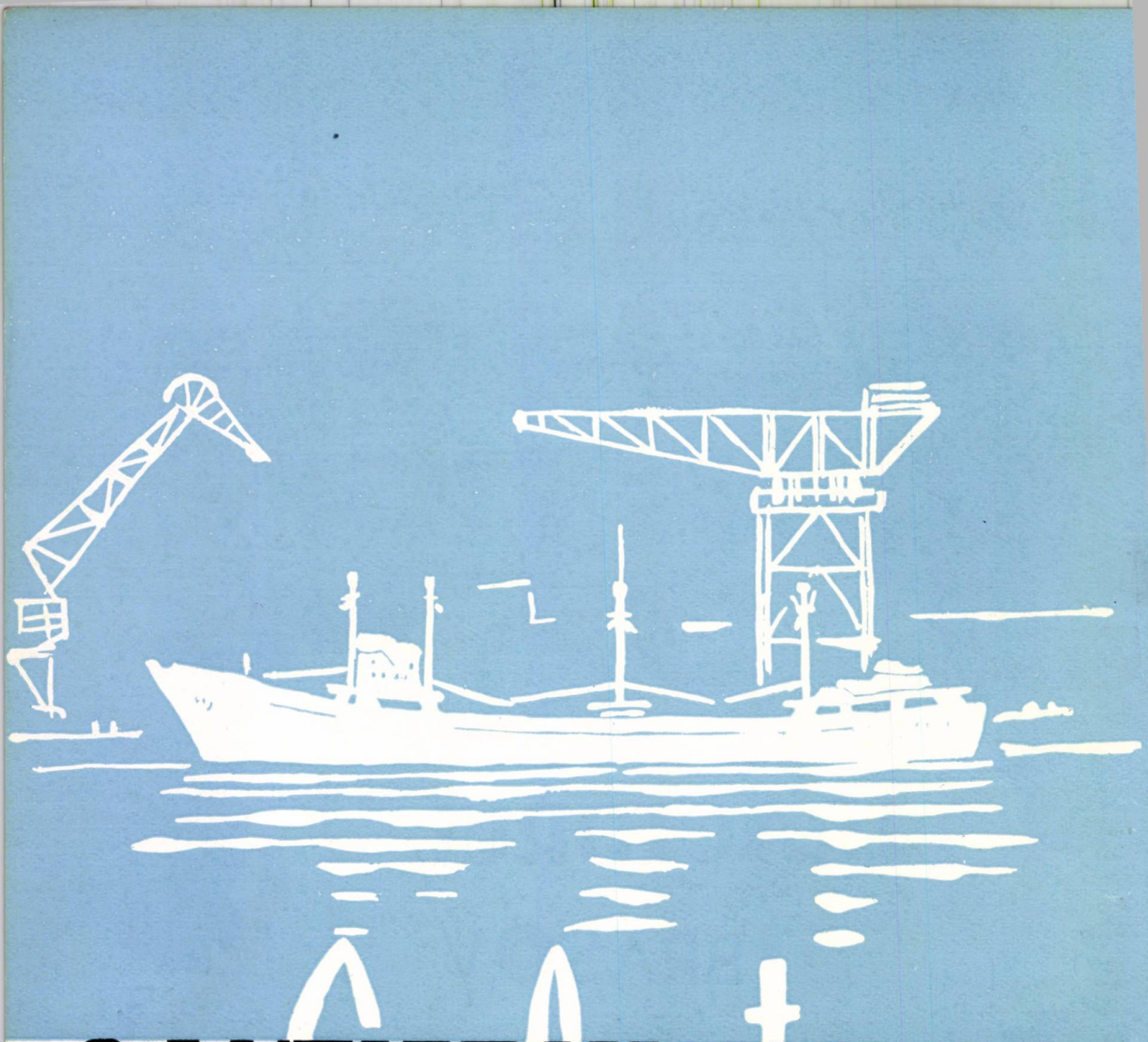
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională



ȘANTIERUL NAVAL Galați

produce:

Cargouri de 3250/4500tdw

Motonave de 2000t

Uzina de utilaj greu

PROGRESUL

BRAILA

EXCAVATOR E 0,3

PRODUCE:

Excavatoare pe pneuri
Rulouri pe valțuri sau pneuri, statice sau vibratoare
Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrișetoare, greble, trolii
Utilaj chimic și petrolier
Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valțuri
Mori cu masă rotativă sau bile

Rulou compactor pe pneuri CP10

Linii ceramice
Linii de argilă expandată
Prese pentru cărămizi și țigle
Vagoane siderurgice
Melanjoare
Cilindri și caje
Mașini de sfărîmat și brichetat așchii
Foarfece de tăiat țagle și platine
Linii de aglomerare
Mașini de extracție
Prese mecanice pentru matrițat, ștanțat, debavurat și ambutisat
Osii montate pentru vagoane de cale ferată.

CONCASOR MOBIL PE PNEURI CU TRIOR C.M. 6

DIN SPECIALITĂȚILE UZINEI:

Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2 100 CP al locomotivei Diesel electrice
Piese forjate de 20 — 25 — 28 t, din lingouri pînă la 40 t
Axe cotite forjate cu fibraj continuu
Reductoare de mare putere, probate și rodate
Oțeluri refractare cu Ni pînă la 14% și Cr pînă la 26%, turnate în piese
Oțeluri manganoase cu 10 — 14% Mn și 0,9 — 1,4% C, turnate în piese

UZINA TRACTORUL BRAȘOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

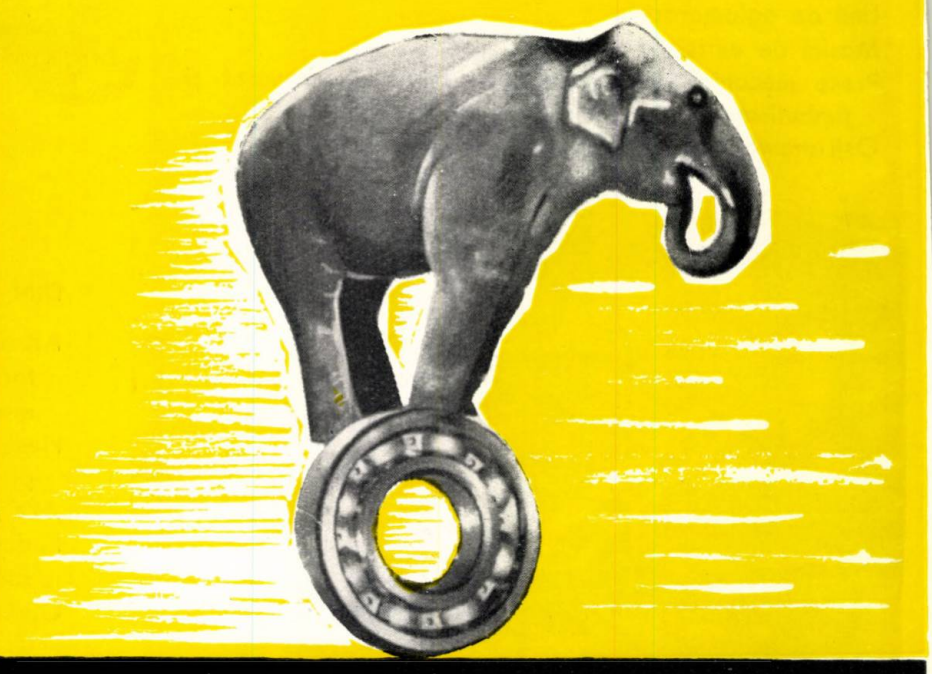
864708—864720
942/17—942/35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702, 804701
704903, 804704
704904, 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUA RÎNDURI

3182118 — 3182122



STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX. 0345

1893

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, APRILIE 1964, Nr. 4

CUPRINS

CONSTRUCȚIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

TRICĂ, GH. și DRĂGHICI, I. **Cu privire la determinarea parametrilor roților dințate din cutia de viteze a automobilului** 177

ILIESCU, C. **Relații de calcul privind diametrele matrițelor și poansoanelor ștanțelor de prelucrare la rece a tablelor** 184

MANOLACHE, M., LEIBOVICI, E., COJOCARU, E. și POPA, I. **Aspecte ale corodabilității oțelului naval 09G2 în regiunea sudurilor** 189

STAN, A. **Unele probleme referitoare la posibilitățile actuale de amortizare a vibrațiilor** 194

BĂLĂNESCU, I. **O nouă soluție constructivă în domeniul macaralelor-portal** 200

TEHNOLOGIE

FOLTEANU, S. și CIOBOTARU, V. **Încercări de sudare automată sub flux pe stand electromagnetic flexibil la Șantierul naval Galați** 207

COSOROABĂ, V. **Concepția de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei în fabricația de motoare și compresoare, la uzinele „Timpuri noi"** 211

INTREȚINERE ȘI EXPLOATARE

CREȚULESCU, C. **Contribuții la identificarea lubrifianților prescriși pentru ungerea utilajelor importante din Vest.** 214

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

PAVEL, A. **Calculul la solicitări seismice al rezervoarelor cilindrice verticale încărcate cu lichid** 218

DOCUMENTARE 229

RECENZII 235

CRONICĂ 236

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R., și conf. ing. M. Soare.

Redactor: ing. E. Petrescu.

CZ 629.113 – 585.12

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* : **Cu privire la determinarea parametrilor roţilor dinţate din cutia de viteze a automobilului.**

Se prezintă o metodică practică pentru calculul simplificat al angrenajelor cutiilor de viteze, în funcţie de metodele moderne cunoscute în literatura tehnică de specialitate.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 177 – 184

CZ 621.961.02

Iliescu, C. : **Relaţii de calcul privind diametrele matriţelor şi poansoanelor ştanţelor de prelucrare la rece a tablelor.**

Se analizează metodele de calcul utilizate pentru determinarea diametrelor poansoanelor şi matriţelor în cadrul operaţiilor de decupare şi perforare, evidenţiindu-se unele relaţii de calcul mai raţionale şi de formă mai simplă.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 184 – 189

CZ 669.14.018.293 :621.791 :620.191.2

Manolache, M., Leibovici, E., Cojocaru, E. şi *Popa, I.* : **Aspecte ale corodabilităţii oţelului naval O9G2 în regiunea sudurilor.**

Se prezintă rezultatele încercărilor de laborator efectuate la şantierul naval Galaţi în legătură cu corodabilitatea oţelului O9G2 în diferite medii active, pentru mai multe tipuri de îmbinări sudate.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 189 – 193

CZ 621 – 752 :628.517

Stan, A. : **Unele probleme referitoare la posibilităţile actuale de amortizare a vibraţiilor.**

Se analizează unele metode de izolare şi amortizare a vibraţiilor în cadrul construcţiei, montajului şi exploatării maşinilor.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 194 – 199

CZ 621.873.7

Bălănescu, I. : **O nouă soluţie constructivă în domeniul macaralelor-portal.**

Se prezintă soluţia constructivă adoptată de colectivul uzinelor „Vulcan" pentru realizarea unei macarale-portal de 60 t.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 200 – 207

CZ 621.791.75 :629.128 (498)

Folteanu, S. şi *Ciobotaru, V.* : **Încercări de sudare automată sub flux pe stand electromagnetic flexibil la Şantierul naval Galaţi.**

Se descriu instalaţiile folosite şi aspectele tehnologice adoptate în cadrul aplicării la Şantierul naval Galaţi a metodei de sudare automată sub flux pe stand electromagnetic flexibil pentru panourile din table cu margini neprelucrate.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 207 – 211

CZ 621.43 :621.51 (09)

Cosoroabă, V. : **Concepţia de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei în fabricaţia de motoare şi compresoare, la uzinele „Timpuri noi".**

Se evidenţiază aspectele principale ale introducerii tehnologiei de grup pentru rezolvarea problemelor legate de prelucrarea mecanică în cadrul fabricaţiei de motoare şi compresoare, la uzinele „Timpuri noi".

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 211 – 213

CZ 621.892.2

Creţulescu, C. : **Contribuţii la identificarea lubrifianţilor prescrişi pentru ungerea utilajelor importate din Vest.**

Se prezintă sub formă de tabele echivalenţa dintre o serie de lubrifianţi fabricaţi în Vest şi lubrifianţii înlocuitori respectivi fabricaţi în R.P.R.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 214 – 217

CZ 621.642.3 :624.953.042.7

Pavel, A. : **Calculul la solicitări seismice al rezervoarelor cilindrice verticale încărcate cu lichid.**

Se realizează o sistematizare a calculului la solicitări seismice pentru rezervoarele cilindrice verticale încărcate cu lichid, materializîndu-se expresiile prezentate printr-un exemplu corespunzător de calcul.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 4, p. 218 – 228

DIN NUMĂRUL VIITOR

Radu-Cernea, A. : **Contribuţii la studiul influenţei raportului de compresiune asupra fazelor procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie.**

Rădulescu, E. şi Maniţiu, R. : **Procesele de umplere şi influenţa turaţiei asupra gradului de umplere la compresoarele cu o singură treaptă de comprimare.**

Renert, M. : **Probleme de calculul şi construcţia îmbinărilor cu flanşe.**

Abăităncei, D. : **Asupra determinării presiunilor specifice pe fusurile arborelui cotit la motoarele de automobile.**

Nan, I. : **Neuniformitatea rotaţiei blocului de cilindri la pompele cu pistoane axiale în cazul antrenării prin biele.**

Enache, Şt. şi Oprean, A. : **Asupra unei metode pentru controlul variaţiei unghiurilor de aşezare şi de degajare la burghiele elicoidale.**

Cristea, V. : **Cuplaje pneumatice cu discuri.**

Stănescu, M. : **Consideraţii cu privire la înlăturarea fragilităţii oţelurilor rapide aliate cu cobalt în apropierea cusăturii sudate la seulele sudate cap la cap.**

Zamfirescu, I. : **Consideraţii asupra deformaţiei ţevilor.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi Administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion T. Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.
Tiparul: I. P. „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23–25, Bucureşti, c. 2138.

ДК 629.113–585.12

Трикэ, Г. и *Дрэгич, И.*: **К вопросу установления параметров зубчатых колес коробки передач автомобиля.**

Приводится практический метод расчета сцепления коробки передач применительно к новейшим двигателям, упоминаемым в специальной технической литературе.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 177–184

ДК 621.961.02

Илиеску, К.: **Расчетные уравнения для диаметров матриц и пуансонов для холодной обработки листового железа.**

Анализируются расчетные методы, применяемые для определения диаметров пуансонов и матриц при операциях вырубки и перфорирования, причем приводится ряд упрощенных и более рациональных расчетных формул.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 184–189

ДК 669.14.018.293 :621.791 :620.191.2

Манолаке, М., Лейбович, Е., Кожокару, Е. и *Попа, И.*: **Корродируемость стали 0962 для судостроения в сваренных участках.**

Приводятся результаты лабораторных испытаний, проведенных на Галацкой судостроительной верфи, в связи с корродируемостью стали 0962 в разных активных средах, для различных типов сваренных соединений.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 189–193

ДК 621-752 :628.517

Стан, А.: **Некоторые вопросы, связанные с современными возможностями демпфирования вибраций.**

Дается анализ методов изоляции и демпфирования вибраций при изготовлении, монтаже и эксплуатации станков.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 194–199

ДК 621.873.7

Бэлэнеску, И.: **Новое конструктивное решение в области строительства портальных кранов.**

Приводится конструктивное решение, примененное коллективом завода ,,Вулкан'' при строительстве 60-тонного портального крана.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 200–207

ДК 621.791.75 :629.128 (498)

Фолтяну, С. и *Чоботару, В.*: **Попытки проведения автоматической сварки под флюсом на гибком электромагнитном стенде на Галацкой судостроительной верфи.**

Описываются использованные установки, а также технологические решения, принятые в рамках применения на Галацкой судостроительной верфи метода автоматической сварки под флюсом на гибком элекромагнитном стенде для железных щитов с необработанными краями.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 207–211

ДК 621.43 :621.51 (09)

Косороабэ, В.: **Направление в области дальнейшего развития технологии производства двигателей и компрессоров на заводе ,,Тимпурь ной''.**

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 211–213

ДК 621.892.2

Крецулеску, К.: **К вопросу выбора соответствующих смазочных материалов для оборудования, выпускаемого западными странами.**

В форме таблицы приводится ряд смазочных материалов, выпускаемых западными странами и соответствующих материалов, производимых в РНР.

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 214–217

ДК 621 642.3 :624.953.042.7

Павел, А.: **Расчет сейсмических нагрузок для вертикальных цилиндрических резервуаров, наполненных жидкостью.**

Constructia de Maşini 16 (1964), № 4, стр. 218–228

DK 629.113–585.12

Trică, Gh. und *Drăghici, I.*: **Über die Bestimmung der Parameter der Zahnräder in den Getriebekasten.**

Im Aufsatz wird ein praktisches Verfahren zur vereinfachten Berechnung der Zahnradgetriebe im Vergleich zu modernen, in der Fachliteratur enthaltenen Verfahren dargelegt.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 177–184

DK 621.961.02

Iliescu, C.: **Berechnungsverhältnisse für die Abmessungen der Lochstempel zur Kaltformung der Bleche.**

Es werden die Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Durchmesser der Lochstempel und Matritzen für Ausschneiden und Lochen analysiert und einige rationellere und vereinfachte Relationen angeführt.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 184–189

DK 669.14.018.293 :621.791 :620.191.2

Manolache, M., Leibovici, E., Cojocaru, E. und *Popa, I.*: **Aspekte der Atzung des Schiffbaustahles 09G2 an der Schweisstelle.**

Die Verfasser beschrieben die Ergebnisse der an der Galatzer Werft vorgenommenen Laborversuche, im Zusammenhang mit der Atzung des 09G2 -Stahles in verschiedenen Aktivmedien, für mehrere Schweissverbindungsarten.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 189–193

DK 621–752 :628.517

Stan, A.: **Einige Probleme im Zusammenhang mit den gegenwärtigen Möglichkeiten der Vibrationsdämpfung.**

Es werden einige Verfahren der Isolierung und Dämpfung der Schwingungen beim Bau, der Montage und dem Betrieb der Maschinen analysiert.

Constructia de Maşini 16 (1964), H-4, S. 194–199

DK 621.873.7

Bălănescu, I.: **Eine neue bauliche Lösung im Bereich der Portalkräne.**

Thema des Aufsatzes ist eine neue bauliche Lösung, die von der Belegschaft der ,,Vulcan-Werke'' bei der Herstellung eines 60-Tonen-Portalkrans angewandt wurde.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 200–207

DK 621.791.75 :629.128(498)

Folteanu, S. und *Ciobotaru, V.*: **Versuche des automatischen Schweissens mit in Flussmittel versenktem Lichtbogen auf flexiblen elektromagnetischen Stand an der Werft von Galatzi.**

Es werden die verwendeten Anlagen und die technologischen Lösungen beschrieben, die an der Werft von Galatzi bei der Anwendung des Verfahrens des automatischen Schweissens mit im Flussmittel versenkten Elektroden auf flexiblen elektromagnetischen Stand für Blechtafeln mit unbearbeiteten Rändern verwendet wurden.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 207–211

DK 621.43 :621.51 (09)

Cosoroabă, V.: **Die Auffassung über die künftige Entwicklung der Technologie beim Motoren-und Kompressorenbau in den ,,Timpuri-noi'' — Werken.**

Der Verfasser unterstreicht die wichtigsten Aspekte der Einführung der Gruppentechnologie bei der Lösung der Probleme im Zusammenhang mit der mechanischen Bearbeitung beim Bau der Motoren und Kompressoren in den ,,Timpuri-noi''—Werken.

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 211–213

DK 621.892.2

Creţulescu, C.: **Beiträge zur Identifikation der für westliche Anlagen vorgeschriebene Schmmiermittel.**

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 214–217

DK 621.642.3 :624.953.042.7

Pavel, A.: **Berechnung der seismischen Belastung der vertikalen aufrechtstehenden flüssigkeitsgefüllter Zylinderbehälter.**

Constructia de Maşini 16 (1964), H. 4, S. 218–228

CD 629.113–585.12

Trică, Gh. et *Drăghici, I.* : **Sur la détermination des paramètres des roues dentées des boîtes des vitesses de l'automobile.**

On présente une méthode pour le calcul simplifié des engrenages des boîtes des vitesses, qui tient compte des méthodes modernes déjà connues dans la littérature technique.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 177–184

CD 621.961.02

Iliescu, C. : **Le calcul des diamètres des matrices et des poinçons des étampeuses pour l'usinage à froid des tôles.**

L'auteur analyse les méthodes de calcul qui servent a déterminer les diamètres des poinçons et des matrices lors dn découpage et du poinçonnage, et donne plusieurs relations mathématiques plus rationnelles et plus simples.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 184–189

CD 669.14.018.293 :621.791 :620.191.2

Manolache, M., Leibovici, E., Cojocaru, E. et *Popa, I.* : **Aspects du corrodage de l'acier pour navires 09G2 dans la zone des soudures.**

On expose les résultats des essais de laboratoire exécutés au chantier naval de Galatzi, ayant pour objet le corrodage de l'acier 09G2 dans divers milieux actifs, pour plusieurs types d'assemblages soudés.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 189–193

CD 621–752 :628.517

Stan, A. : **Quelques problèmes concernant les possibilités actuelles d'amortir les vibrations.**

On examine plusieurs méthodes d'isolation et d'amortissement des vibrations, utilisées pendant la construction, le montage et l'exploitation des machines.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 194–199

CD 621.873.7

Bălănescu, I. : **Une nouvelle solution pour la construction des grues à portique.**

L'auteur présente la solution adoptée aux usines „Vulcan" pour la construction d'une grue à portique de 60 t.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 200–207

CD 621.791.75 :629.128 (498)

Folteanu, S. et *Ciobotaru, V.* : **Essais de soudage automatique sous flux, effectué sur stand électomagnétique flexible au chantier naval de Galatzi.**

Les auteurs décrivent les installations et les procédés technologiques adoptés en vue de l'application, au chantier naval de Galatzi, de la méthode du soudage automatique sous flux, effectué sur un stand électromagnétique flexible, pour les panneaux de tôle à marges brutes.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 207–211

CD 621.43 :621.51 (09)

Cosoroabă, V. : **Les perspectives de la technologie de la construction des moteurs et des compresseurs aux usines „Timpuri noi".**

L'auteur décrit les principaux aspects de l'introduction, aux usines „Timpuri noi", d'une nouvelle technologie qui sert à résoudre les problèmes de l'usinage mécanique des moteurs et des compresseurs.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 211–213

CD 621.892.2

Crețulescu, C.: **Contributions à l'identification des lubrifiants destinés aux outillages construits en Occident.**

On donne, sous forme de tableaux, l'équivalence entre une série de lubrifiants produits en Occident et leurs succédanés fabriqués en Roumanie.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 214–217

CD 621.642.3 :624.953.042.7

Pavel, A. : **Le calcul aux sollicitations séismiques des reservoirs cylindriques verticaux chargés de liquide.**

L'auteur réalise une systématisation du calcul aux sollicitations séismiques des réservoirs cylindriques verticaux chargés de liquide ; suit un exemple de calcul.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 4, p. 218–228

DC 629.113–585.12

Trică, Gh. and *Drăghici, I.* : **Determining the parameters of gear wheels in motor-car gearboxes.**

A practical method is suggested for the simplified calculus of gearbox gearings in the light of up to-date methods described in relevant technical literature.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 177–184

DC 621,961.02

Iliescu, C. : **Calculus relations concerning the diameters of dies and stamps of punching machines for the cold working of sheets.**

The author analyses the calculation methods used to determine the diameters of stamps and dies within the framework of cutting out and perforating operations emphasizing some more rational and easier calculus relations.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 184–189

DC 669.14.018.293 :621.791 :620.191.2

Manolache, M., Leibovici, E., Cojocaru, E. and *Popa, I.* : **Some aspects concerning the corrodability of the naval steel 09G2 in the welding region.**

The results are given of laboratory tests carried out at the Galați Shipyard to determine the corrodability of the 09G2 steel in different active media for several types of welding joints.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 189–193

DC 621–752 :628.517

Stan, A. : **Some problems regarding the actual possibilities of vibration damping.**

Some methods of insulating and damping the vibrations within the framework of construction, assembling and exploitation of the machines are analysed.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 194–199

DC 621.873.7

Bălănescu, I. : **A new constructive solution in the field of portal cranes.**

A presentation of the constructive solution adopted by the workteam of the „Vulcan" works in producing a 60-t portal crane.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 200–207

DC 621.791.75 :629.128 (498)

Folteanu, S. and *Ciobotaru, V.* : **Automatic fluxshield welding tests on flexible electromagnetic stand at the Galați Shipyard.**

One describes the equipment used and the technological features adopted at the Galați Shipyard on applying the method consisting of automatic fluxshield welding on flexible electromagnetic stand to sheet panels with unworked edges.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 207–211

DC 621.43 :621.51 (09)

Cosoroabă, V : **The prospective development of technological processes in manufacturing engines and compressors at the „Timpuri noi" plants.**

A presentation of the main aspects concerning the introduction of the group technology for solving several problems connected with mechanical working within the framework of the manufacture of motors and engines at the „Timpuri noi" plants.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 211–213

DC 621.892.2

Crețulescu, C.: **Contributions to the identification of lubricants suitable for western equipment.**

One presents in tabular form the equivalence between a series of lubricants imported from western countries and their substitutes manufactured in the R.P.R.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 4, p. 214–217

DC 621.642.3 :624.953.042.7

Pavel, A. : **The seismic strain calculus of liquid -filled vertical cylindrical tanks.**

Construcția de Mașini 16 (1964) nr. 4, p. 218–228

MAGYAR MŰSZAKI EGYETEM KÖNYVTÁRA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVI, APRILIE 1964, Nr. 4

36729 5/6v

LEFORDITVA

Construcție – Cercetare – Încercări

CZ 629.113–585.12

Cu privire la determinarea parametrilor roților dințate din cutia de viteze a automobilului

GH. TRICĂ și I. DRĂGHICI

Cutiile de viteze cu roți dințate se întrebuințează încă pe scară largă în construcția modernă de automobile, cu toate că în ultimul timp sînt concurate de transmisiile hidraulice. Explicația constă în faptul că transmisia cu roți dințate prezintă o serie de avantaje față de transmisiile hidraulice și electrice în ceea ce privește randamentul, capacitatea de rezistență la suprasarcini, greutatea, dimensiunile de gabarit, prețul de cost și siguranța în exploatare.

În procesul de proiectare a cutiilor de viteze, elementul determinant este calculul de rezistență pe baza căruia se aleg apoi geometria și metoda de execuție a roților dințate. Cu toate că în prezent calculul de rezistență al angrenajelor prezintă un real progres, totuși, în majoritatea cazurilor, roțile dințate întrebuințate în construcția de automobile se calculează cu metode învechite; chiar dacă uneori se caută să se folosească unele principii ale calculului modern, nu se ține seamă de problemele specifice care apar în construcția de automobile.

În lucrările [2], [13], [14] sînt expuse cîteva metode pentru calculul roților dințate ale cutiilor de viteze, metode care prezintă însă unele dificultăți sub aspectul utilizării practice în cadrul proiectării.

În cadrul articolului se propune ca în baza metodologiei de calcul precizată în lucrările [3], [6], [7] și [11] să se determine o metodică de calcul simplificată pentru determinarea parametrilor roților dințate din cutiile de viteze ale automobilelor, metodică utilizabilă cu ușurință în practica de proiectare.

1. Calculul de rezistență a angrenajelor are rolul de a preîntîmpina distrugerea prematură a acestora, ieșirea din funcțiune a roților dințate datorîndu-se fie ruperii dinților, fie distrugerii flancurilor active ale acestora.

Analiza statistică a cauzelor și formelor ieșirii din uz a roților dințate a indicat trei aspecte mai răspîndite de distrugere a danturii [3], [6], [10], [11]:

— ciupirea (pitting) suprafețelor active în urma acțiunii repetate a eforturilor de contact de alunecare;

— ruperea dinților datorită acțiunii repetate a eforturilor de încovoiere;

— ruperea sau deformarea plastică a suprafețelor active ale dinților în urma acțiunii sarcinilor instantanee de vîrf.

Pentru angrenajele obișnuite se recomandă efectuarea următoarelor calcule.:

— la oboseală, în funcție de eforturile unitare de contact de alunecare;

— la oboseală, în funcție de eforturile unitare de încovoiere;

— la rezistență, în funcție de sarcinile de vîrf (numai în cazul cînd se prevede o eventuală apariție a acestora în timpul exploatării).

2. Spre deosebire de calculul roților dințate de uz general, calculul roților dințate întrebuințate în construcția de automobile trebuie să țină seamă de unele aspecte specifice.

Dimensiunile cutiei de viteze se determină prin calcule, corectîndu-se apoi prin încercări pe banc și pe parcurs, pentru a obține dimensiuni și greutate minime. Este deci mai rațional să se aleagă dimensiunile principale ale roților dințate pe baza datelor statistice

ale construcțiilor existente; justificarea parametrilor aleși se realizează prin efectuarea calculelor de rezistență.

Parametrii care se recomandă a fi aleși inițial, în calculul de proiectare, sînt: distanța dintre axe A; modulul roții dințate m; unghiul de înclinare a danturii β_d; numărul de dinți z_1 și z_2; lățimea danturii B și coeficienții de corecție a danturii ξ.

Comparînd calculele efectuate cu datele obținute în exploatare și ținînd seamă de sarcinile variabile se constată că acest calcul nu este suficient; este necesar să se verifice în mod obligatoriu și rezistența roților dințate la acțiunea sarcinilor maxime de scurtă durată (de șoc). Analiza eforturilor din transmisiile automobilelor arată că este mai puțin necesar calculul la oboseală decît calculul de rezistență în funcție de sarcinile dinamice de vîrf.

Sarcinile care acționează asupra danturii roților din cutia de viteze a unui automobil se pot clasifica după cum urmează: sarcina de șoc la pornirea de pe loc, sarcina periodică cînd se circulă cu o anumită treaptă cuplată și sarcina de vîrf (cu caracter de solicitare la oboseală) care apare la cuplarea treptelor cutiei.

Valoarea sarcinii de șoc, la pornirea de pe loc, poate atinge valori mari în cazul cuplării bruște a ambreiajului, datorită acțiunii momentului forțelor de inerție ale maselor în mișcarea de rotație [2], [12].

3. Se prezintă, în continuare, principalele notații folosite, indicele *1* referindu-se la roata mică (pinion), iar indicele *2*, la roata mare:

G_a — greutatea totală a automobilului;
F_k — forța de tracțiune la roată;
M_m — cuplul motor maxim;
M_c — momentul de calcul la roata calculată;
$(Ma)_{max}$ — sarcina de șoc ce acționează asupra roții dințate;
i — raportul de transmitere a angrenajului calculat;
i_I, i_{II}, i_{III} etc. — raportul de transmitere a treptei respective din cutia de viteze;
R — raza pneului;
A — distanța dintre axe;
B — lățimea roții dințate;
m, m_n — modulul roții dințate (normal);
$z_S = z_1 + z_2$ — suma numărului de dinți;
ψ_A, ψ_m — coeficienții de lățime a roții dințate;
α_0 — unghiul de presiune a angrenajului;
β_d — unghiul de înclinare a danturii;
n_c — numărul de cicluri de încărcare a roții;
ξ, ξ_t — coeficienții de corecție a danturii (frontali);
τ_c — efortul unitar de contact de alunecare;
σ_i — efortul unitar de încovoiere;
k_1 — coeficientul de regim;
k_c, k_i — coeficientul de corecție a sarcinii;
y, y' — coeficientul de formă a danturii;
Y, Y' — coeficient ce ține seamă de influența danturii înclinate asupra valorii eforturilor unitare.

4. Calculul de proiectare a roților dințate din cutia de viteze, cuprinzînd calculul de dimensionare și calculul de verificare, se efectuează în ordinea indicată în tabela 1.

4.1 Alegerea preliminară a distanței dintre axe A se poate efectua cu ajutorul diagramei din figura 1 (după propunerea [5]) sau cu ajutorul diagramei din figura 2 (în funcție de construcțiile existente [14]), atît pentru roțile cu dantură dreaptă, cît și pentru roțile cu dantură înclinată.

Precizarea ulterioară a parametrilor A, z_1, z_2 și m este necesară pentru ca distanța A dintre axe să corespundă cerințelor constructive ale ansamblului (de exemplu limitarea dimensiunilor de gabarit etc.). Stabilind dimensiunile orientative ale roților dințate se pot preciza o serie de aspecte constructive: posibilitatea montării pinionului pe arborele de diametrul dat; posibilitatea montării rulmenților de dimensiuni corespunzătoare; posibilitatea montării roții în dimensiunile de gabarit respective etc.

Se pot da următoarele indicații cu privire la precizarea parametrilor roților dințate:

— dacă este necesară mărirea diametrului Dd_1, se recomandă mărirea valorii z_1 și numai dacă nu este admisibilă micșorarea corespunzătoare a lui z_2 și deci modificarea raportului de transmitere i, se mărește distanța dintre axe A;

— în cazul necesității micșorării diametrului Dd_2 trebuie micșorat z_2 și corespunzător modificat i; dacă modificarea lui i este inadmisibilă atunci se micșorează Dd_2 și Dd_1 (păstrînd i constant) prin micșorarea lui z_2 și z_1 (dacă se poate) sau prin micșorarea modulului m, compensînd aceasta prin mărirea lățimii B sau prin întrebuințarea unor materiale cu caracteristici superioare.

4.2. Cu cît valoarea unghiului β_d este mai mare, cu atît transmisia este mai silențioasă; întrebuințarea unor valori mari ale lui β_d este limitată însă de posibilitatea de utilizare a unor rulmenți corespunzători pentru preluarea sarcinilor axiale. Se recomandă următoarele valori pentru unghiul de înclinare a danturii β_d ([2], [14]): $\beta_d = 20-30°$ — pentru autocamioane; $\beta_d = 30-45°$ — pentru autoturisme, în cazul roților cu angrenare permanentă; $\beta_d < 23°$ — în cazul roților baladoare.

Tabela 1

1. Nr. crt.	2. Elementul de calcul	3. Relaţiile de calcul sau valorile recomandate	
		4. dantură dreaptă	5. dantură înclinată
1	A, mm	6. A. Calculul de dimensionare Se alege în funcţie de momentul maxim al motorului (fig. 1 sau 2), conform indicaţiilor de la punctul 4.1	
2	m, m_n, mm	$m = \dfrac{2A}{z_1(i+1)}$ (1)	$m_f = \dfrac{2A}{z_1(i+1)}$ (2) $m_n = m_f \cos \beta d$
7. Pentru relaţiile (1) şi (2)	z_1	8. Se alege astfel încît să nu apară subtăierea danturii, conform indicaţiilor din [1], [2], [6], [7], [14]	
	β_d, ° grade 9.	10. Se alege conform indicaţiilor de la punctul 4.2	
3	m_{st}, $m_{n_{st}}$	11. Se rotunjesc pînă la valoarea standardizată din STAS 822—59	
4	$D_{d_{1.2}}$, $D_{e_{1.2}}$ $D_{i_{1.2}}$, mm	12. Se determină dimensiunile orientative ale roţilor dinţate cu relaţiile cunoscute din geometria roţilor dinţate	
5	A_c	13. Se precizează valoarea definitivă a distanţei dintre axe, conform indicaţiilor de la punctul 4.1	
6	B, mm	14. Se determină după relaţia : $B = \psi_A \cdot A_c$ (3) şi se precizează conform indicaţiilor cuprinse la punctul 4.3	
7	ξ, ξ_f	15. Se aleg coeficienţii de corecţie a roţilor dinţate ξ_1 (ξ_{1f}) şi ξ_2 (ξ_{2f}) în funcţie de scopul urmărit [1], [6], [7], [14]	
8.	τ_c, kgf/cm²	16. B. Calculul de verificare a dimensionării 17. — pentru roţi din oţel $E = 2{,}15 \cdot 10^6$ kgf/cm² şi $\alpha_0 = 20°$ $\tau_c = \dfrac{330}{A}\sqrt{\dfrac{M_c \cdot k_c}{B}\dfrac{(i+1)^3}{i}} \leqslant \tau_{ac}$ (4) 18. — pentru cazul cînd una sau ambele roţi nu sînt din oţel $\tau_c = \dfrac{0{,}225}{A}\sqrt{\dfrac{M_c E k_c}{B}\dfrac{(i+1)^3}{i}} \leqslant \tau_{ac}$ (6) 19. — pentru cazul $\alpha_0 \neq 20°$ (roţi din oţel) $\tau_c = \dfrac{264}{A}\sqrt{\dfrac{M_c \cdot k_c}{B}\dfrac{(i+1)^3}{i}} \leqslant \tau_{ac}$ (8)	17. — pentru roţi din oţel $E = 2{,}15 \cdot 10^6$ kgf/cm² şi $\alpha_{0n} = 20°$ $\tau_c = \dfrac{330}{A}\sqrt{\dfrac{M_c}{B}\dfrac{k_c}{y'}\dfrac{(i+1)^3}{i}} \leqslant \tau_{ac}$ (5) 18. — pentru cazul cînd una sau ambele roţi nu sînt din oţel $\tau_c = \dfrac{0{,}225}{A}\sqrt{\dfrac{M_c}{B}\dfrac{Ek_c}{y'}\dfrac{(i+1)^3}{i}} \leqslant \tau_{ac}$ (7)
	M_c, kgf/cm	20. Se calculează conform indicaţiilor cuprinse la punctul 4.4	

1. Nr. crt.	2. Elementul de calcul	3. Relaţiile de calcul sau valorile recomandate	
		4. dantură dreaptă	5. dantură înclinată
24. Parametrii ce intră în relaţiile pentru τ_c	A_c, cm	21. Valoarea determinată la nr. crt. 5 din tabelă	
	k_c	22. Se determină conform indicaţiilor de la punctul 4.5	
	τ_{ac}, kgf/cm²	23. Se determină în funcţie de materialul ales şi de regimul de funcţionare (punctul 4.6)	
	Y'		$Y' = \frac{k_\varepsilon}{\psi \cos^2 \beta_d}$ (9)
9	σ_i	$\sigma_i = 0{,}64 \frac{M_c \cdot k_i}{z\, y\, Bm^2} \leqslant \sigma_{ai}$ (10)	$\sigma_i = 0{,}64 \frac{M_c \cdot k_i}{z\, y'\, BYm_n^2} \leqslant \sigma_{ai}$ (11)
25. Parametrii ce intră în relaţiile pentru σ_i	k_i	25. Se determină conform indicaţiilor de la punctul 4.5	
	y, y'	26. Se determină folosind tabelele sau graficele din lucrările [1], [2], [3], [6], [7], [10], [14]	
	σ_{ai}, kgf/cm²	27. Se calculează în funcţie de material, tratament termic şi sarcină, după indicaţiile de la punctul 4.9	
	Y		$Y = \frac{k_\varepsilon}{\cos \beta_d}$ (12)
10	τ_v, kgf/cm²	29. Se recomandă în special pentru calculul roţilor din treapta I şi mers înapoi $\tau_v = \tau_c \cdot k_d \leqslant \tau^\circ_{ac}$ (13)	
	k_d	30. Se determină după indicaţiile de la punctul 4.10	
11	σ_v, kgf/cm²	$\sigma_v = \sigma_i \cdot k_d \leqslant \frac{\sigma_r}{1{,}2 \div 1{,}5}$ (14)	

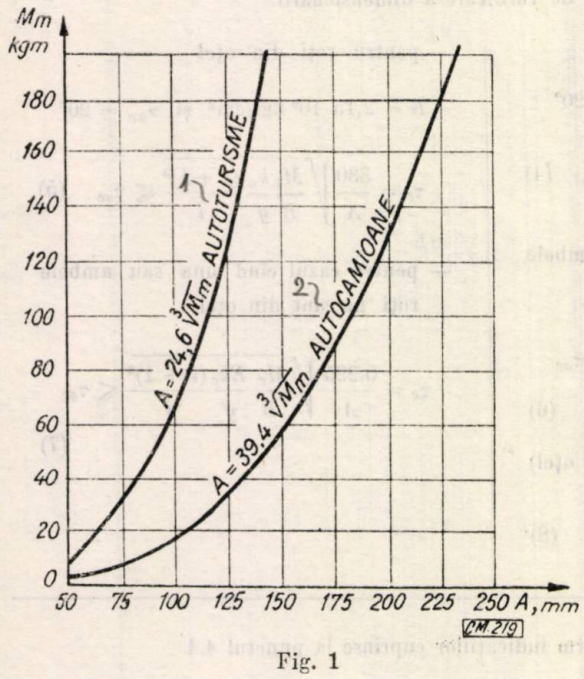


Fig. 1

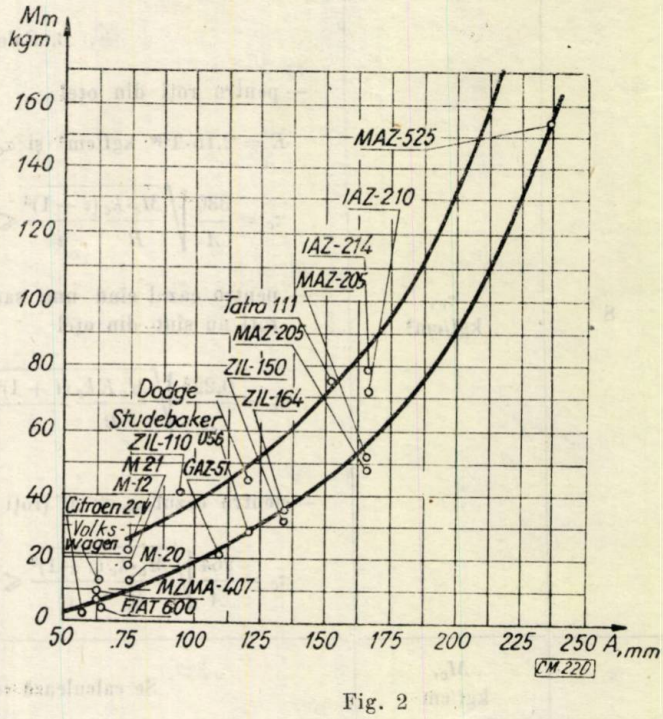


Fig. 2

Valoarea unghiului β_d și direcția înclinării danturii se aleg astfel încît să se obțină valori cît mai mici ale sarcinilor axiale. Sarcinile axiale la arborele intermediar al cutiei de viteze se pot echilibra dacă se păstrează condiția :

$$Dd \cdot \text{ctg}\, \beta_d = Dd_I \cdot \text{ctg}\, \beta_{dI} = Dd_{II} \cdot \text{ctg}\, \beta_{dII} = \ldots$$

$$\ldots = Dd_i \cdot \text{ctg}\, \beta d_i ; \qquad (15)$$

în această relație, parametrii fără indice se referă la pinionul arborelui intermediar ce angrenează cu pinionul arborelui primar, iar indicii *I*, *II* ..... *i*, la treptele respective.

Modificînd unghiul de înclinare β_d (păstrînd z_s și m_n constante) se pot obține distanțe diferite între axe, fără o modificare unghiulară a roții. Pentru a obține o distanță între axe *A* dată, se întrebuințează relația :

$$\beta_d = \text{arc}\, \cos \frac{m_n \cdot z_s}{2A}, \qquad (16)$$

în care :

$$z_s = z_1 + z_2.$$

4.3. Valorile medii ale coeficientului de lățime ψ_A și ψ_m se pot lua din tabela 2.

Tabela 2

Domeniul de utilizare	$\psi_A = \frac{B}{A}$	$\psi_m = \frac{B}{m}$
Cutii de viteze pentru autoturism	0,18—0,24	5,5—8,0
Cutii de viteze pentru autocamioane	0,18—0,24	5,5—8,5

Valorile mai mari din tabela 2 se referă la transmisii supuse unor sarcini mai mari.

Precizarea valorii lățimii danturii *B* se face din punct de vedere constructiv și în funcție de rezistența la încovoiere.

Punctul de vedere constructiv se ia în considerare atunci cînd, pentru a compensa eventualele erori în dispunerea axială a roților dințate, una dintre ele se execută mai lată ; se consideră al doilea aspect cînd roata cu rezistența mai mică (de obicei pinionul) se execută cu lățimea coroanei dințate mai mare.

4.4. În cadrul calculului roților dințate din cutia de viteze trebuie determinat și momentul mediu de calcul, M_{cI}, la arborele primar.

Momentul mediu la arborele secundar al cutiei de viteze se determină cu relația [4] :

$$M_{II} = \left(\frac{F_k}{G_a}\right)_m \cdot \frac{G_a R}{i_0 \eta}, \qquad (17)$$

în care :

$\left(\frac{F_k}{G_a}\right)_m$ este forța de tracțiune specifică medie (tabela 3) ;

η — randamentul transmisiei ; se recomandă pentru autoturisme 0,92, pentru autocamioane (două punți) și autobuze 0,9 și pentru autocamioane (trei punți) 0,85.

Se determină M_{II} pentru diferite condiții de exploatare, după care cu relația (18) se calculează momentul de exploatare la arborele secundar :

$$M_{eII} = \sqrt{\frac{x}{100} M_{II}^3 + \frac{y}{100} M_{II}''^3 + \frac{z}{100} M_{II}'''^3 + \ldots}, \qquad (18)$$

în care :

x, *y*, *z* reprezintă durata de exploatare pe șoseaua respectivă, în procente din durata totală de exploatare (tabela 4).

Tabela 3

1. Tipul șoselei	2. Viteza medie de exploatare, km/h			3. Forța de tracțiune medie specifică, kg/kg		
	4. Autoturism	5. Autocamion	6. Autobuz	4. Autoturism	5. Autocamion	6. Autobuz
7. În orașe	28	20	20	0,06	0,04	0,06
8. Șosele din asfalt sau beton	1) (0,6)$V_{a\,max.}$ (0,7)$V_{a\,max.}$	50	2) 50—75	0,04	0,04	2) 0,04 0,05
9. Șosea cu calupuri cu acoperire de smoală de calitate medie și drumuri pietruite uscate și drepte	35	35	35	0,05	0,05	0,05
10. Drumuri pietruite în stare proastă	20	20	—	0,08	0,08	—

11. *Observații:* 1) Limita inferioară pentru $V_{a\,max} \geq 120$ km/h, iar limita superioară pentru $V_{a\,max} < 120$ km/h.

2) Limita inferioară pentru autobuze urbane (în jurul orașelor), iar limita superioară pentru autobuze interurbane.

Tabela 4

Condiții de exploatare	Șosea asfalt-beton	Șosea cu calupuri	Drum pietruit
Interurban	40	30	30
Combinat: urban 50%, interurban 50%	20	15	15

Momentul de calcul mediu la arborele motor M_{mI} se determină cu relația:

$$M_{mI} = \frac{M_{eII}}{i_m}, \qquad (19)$$

în care:

i_m este raportul de transmitere mediu din cutia de viteze, calculat cu relația:

$$i_m = \frac{k \cdot i_I + l \cdot i_{II} + \dots}{100}. \qquad (20)$$

În relația (20) s-a notat cu $k \cdot l \dots$ durata de funcționare la treapta respectivă (în %) față de durata totală (tabela 5).

4.5. Coeficientul de corecție k_c al sarcinii pentru calculul eforturilor unitare de contact se determină cu relația:

$$k_c = k_2 \cdot k_3, \qquad (24)$$

iar pentru calculul eforturilor unitare de încovoiere k_i, cu relația:

$$k_i = k_2' \cdot k_3'. \qquad (25)$$

Coeficienții k_2, k_2' țin seamă de influența sarcinilor dinamice asupra rezistenței de contact, respectiv la încovoiere.

Coeficienții dinamici se pot determina cu relațiile:

$$\left.\begin{aligned} k_2 &= k_{2d} \cdot k_{2m} \\ k_2' &= k_{2d} \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

în care:

k_{2d} reprezintă un coeficient care ține seamă de sarcinile dinamice, determinate de particularitățile roților dințate;

k_{2m} — un coeficient ce ține seamă de sarcinile dinamice din exterior, determinate de particularitățile motorului.

Tabela 5

1. Condiții de explcatare	2. Tipul automobilului	3. Treapta I	II	III	IV	4. Suprapriză	5. Motorul decuplat [2]
6. Oraș	7. Autoturism de cilindree mică	3,0	10,0	50,0	—	—	37,0
	8. Autoturism de cilindree medie și mare	3,0	10,0	40,0	—	—	47,0
	9. Autocamioane	0,5	4,5	20	50/25[1]	25	25
	10. Autobuze urbane	0,5	6,5	23,0	50,0	—	20,0
11. În afară de oraș	12. Autoturisme	2,0	12,0	70/40	—	30	16
	13. Autoturisme interurbane	0,5	4,5	80/40	—	40	15
	9. Autocamioane	1,0	3,0	30	50/30	20	16
	14. Autobuze interurbane	0,5	2,5	7,0	75,0	—	15
15. Combinate	12. Autoturisme	2,0	8,0	70/40	—	30	20
	9. Autocamioane	0,5	3,5	20	60/35	25	16

16. [1] Valoarea numărătorului este indicată pentru automobilele care nu au suprapriză.

[2] La determinarea raportului de transmitere mediu, timpul de circulație cu motorul decuplat se introduce în timpul prizei directe.

Turația medie a arborelui secundar al cutiei de viteze se determină plecînd de la viteza medie de exploatare a automobilului:

$$V_{em} = \frac{V_m' \cdot x + V_m'' \cdot y + V_m''' \cdot z + \dots}{100}, \text{ m/s}, \qquad (21)$$

în care:

V_m', V_m'', V_m''' sînt vitezele medii de exploatare în condițiile respective (tabela 3); rezultă:

$$n_{mII} = 2{,}66 \frac{V e_m \cdot i_0}{R}, \text{ rot/min}. \qquad (22)$$

Din relația (23) se obține turația medie a arborelui primar:

$$n_{mI} = n_{mII} \cdot i_m. \qquad (23)$$

Valorile orientative ale lui k_{2d}, pentru calculul de proiectare, se pot lua din tabela 6, iar pentru

Tabela 6

Roțile dințate și cutia de viteze	k_{2d}
Perechea de roți cu angrenare permanentă a arborelui intermediar:	
a. autoturisme	1,1
b. autocamioane	1,2
Ultima pereche de la treptele I și II	1,1

În cazul cînd viteza periferică a roții dințate $V < 1$ m/s se consideră $k_{2d} = 1$.

calcule precise se determină după indicațiile din lucrările [7] și [14].

Valorile k_{2m} se iau din figura 3, în funcție de viteza periferică V a roții (1 — transmisie mecanică de autocamion; 2 — idem de autoturism; 3 — idem de automobil cu hidrotransformator sau cu ambreiaj hidraulic).

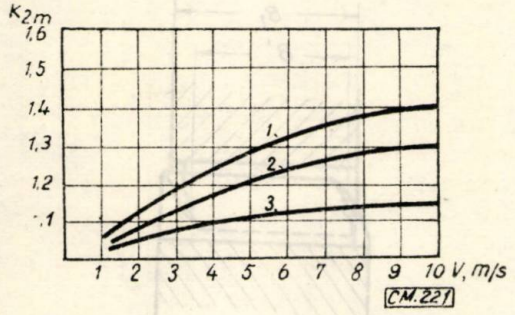


Fig. 3

Coeficienții k_3 și k_3' ce țin seamă de particularitățile de fixare a roților dințate (deformația arborilor, a reazemelor etc.) prezintă următoarele valori:

— pentru cazul unei rigidități normale a arborilor:

$$k_3 = k_3' = 1;$$

— pentru cazul fixării în consolă și, de asemenea, în cazul unei rigidități insuficiente a arborilor:

$$k_3 = k_3' = 1{,}2.$$

Pentru calcule mai precise, valorile lui k_3 și k_3' se determină folosind indicațiile din [6], [7] și [14].

4.6. Pentru cazul cînd valoarea numărului real de cicluri n_c este mai mare decît numărul de cicluri corespunzătoare materialului n_{cb}, va-

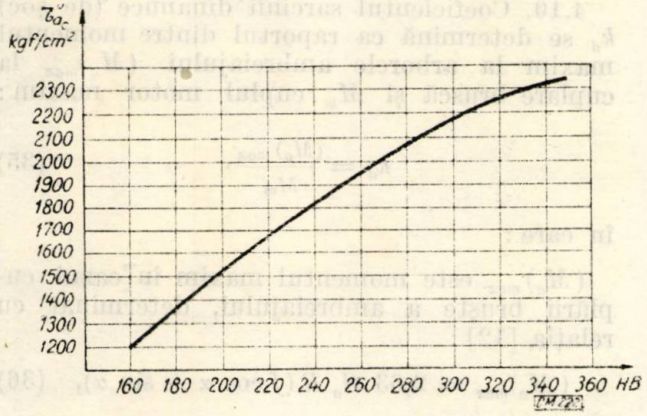


Fig. 4

loarea admisibilă a efortului unitar de contact de alunecare τ_{ac} se consideră egală cu τ°_{ac} și se alege din figura 4 sau 5, în funcție de duritatea suprafeței active a danturii (fig. 5: 1 — oțeluri înalt aliate cementate, $HRC_{miez} > 35$; 2 — idem, $HRC_{miez} = 26-35$; 3 — oțeluri aliate cementate sau călite total, $HRC = 40-64$; 4 — oțeluri carbon cementate sau călite superficial, $HRC = 40-64$) [3].

Pentru cazul cînd $n_c < n_{bc}$, alegerea valorii τ_{ac} se face în felul următor [3]:

— pentru roțile cu dantură dreaptă se consideră valoarea cea mai mică dintre valorile τ_{ac_1} și τ_{ac_2}, determinate cu relațiile:

$$\tau_{ac_1} = \tau^{\circ}_{ac_1} \cdot k_{1_1}, \text{ kgf/cm}^2$$
$$\tau_{ac_2} = \tau^{\circ}_{ac_2} \cdot k_{1_2}, \text{ kgf/cm}^2, \quad (27)$$

în care:

τ°_{ac} este valoarea efortului unitar de contact de alunecare admisibil pentru materialul roții;

k_1 — coeficientul de regim de funcționare a roții respective.

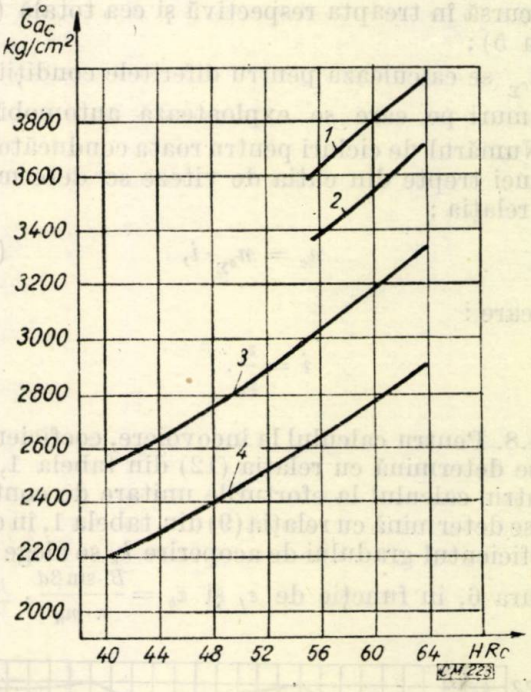


Fig. 5

Pentru roțile cu dantură înclinată τ_{ac} se determină cu relația:

$$\tau_{ac} = 0{,}5\,(\tau_{ac_1} + \tau_{ac_2}), \text{ kgf/cm}^2, \quad (28)$$

în care:

τ_{ac1} și τ_{ac2} sînt calculate cu relațiile (27).

4.7. Coeficientul de regim pentru solicitarea de contact k_1 este precizat de expresia:

$$k_1 = \sqrt[6]{\frac{n_c}{n_{cb}}}, \quad (29)$$

iar pentru solicitarea de încovoiere k_1', cu relația:

$$k_1' = \sqrt[9]{\frac{n_c}{n_{cb}}}, \quad (30)$$

în care :

n_{cb} reprezintă numărul de cicluri admisibile pentru materialul roții; se recomandă $n_{cb} = 2 \cdot 10^6$ pentru calculul la încovoiere și $n_{cb} = 5 \cdot 10^7$ pentru calculul la contact.

Dacă se obține $n_c > n_{cb}$ se introduce în relațiile (29) și (30) n_{cb} în locul lui n_c.

Numărul de cicluri (numărul de rotații) ale arborelui condus, pentru oricare din treptele cutiei de viteze, se determină cu relația :

$$n_{c_\Sigma} = \sum \frac{318 \cdot 10^6 \cdot i_0}{R} \gamma, \qquad (31)$$

în care :

γ reprezintă raportul, în %, dintre distanța parcursă în treapta respectivă și cea totală (tabela 5);

n_{c_Σ} se calculează pentru diferitele condiții de drumuri pe care se exploatează automobilul.

Numărul de cicluri pentru roata conducătoare a unei trepte din cutia de viteze se determină cu relația :

$$n_c = n_{c_\Sigma} \cdot i, \qquad (32)$$

în care :

$$i = \frac{z_2}{z_1}.$$

4.8. Pentru calculul la încovoiere, coeficientul Y se determină cu relația (12) din tabela 1, iar pentru calculul la eforturile unitare de contact Y' se determină cu relația (9) din tabela 1, în care coeficientul gradului de acoperire k_ε se alege din figura 6, în funcție de ε_f și $\varepsilon_b = \frac{B' \cdot \sin \beta d}{\pi \cdot m_n}$. (32a)

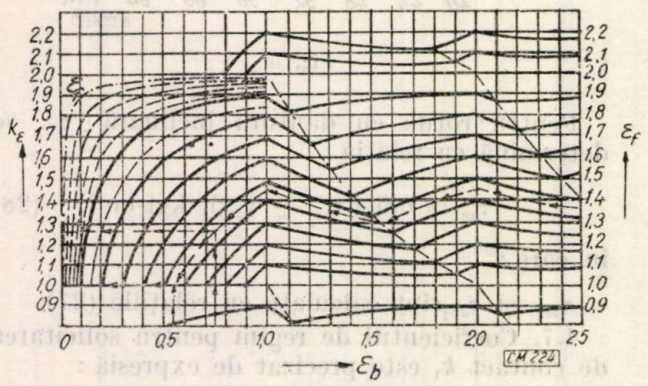


Fig. 6

Lățimea de contact B' a danturii se poate vedea din figura 7.

În relația (9) pentru coeficientul Y' apare și coeficientul ψ care ține seamă de concentrarea eforturilor pe lățimea danturii și ale cărui valori se determină din lucrarea [14], pag. 22.

4.9. Valorile admisibile ale eforturilor unitare de încovoiere σ_{a_i} se determină cu relația :

$$\sigma_{a_i} = \frac{\sigma_{-1} \cdot k_1}{k_\sigma \cdot c_i}, \qquad (33)$$

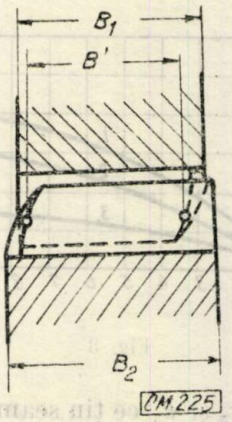


Fig. 7

în care :

σ_{-1} este rezistența la oboseală pentru materialul roții și se poate calcula cu expresia :

$$\sigma_{-1} = 0{,}35\ \sigma_r + 1\,200,\ \text{kgf/cm}^2; \qquad (34)$$

k_τ — coeficientul efectiv de concentrare a eforturilor determinat după indicațiile din [3], [6], [7];

c_i — coeficientul de siguranță la încovoiere; pentru calculele de proiectare la roțile din oțel, se recomandă $c_i = 1{,}8$.

4.10. Coeficientul sarcinii dinamice (de șoc) k_d se determină ca raportul dintre momentul maxim la arborele ambreiajului $(M_a)_{max}$ la cuplare bruscă și M_m cuplul motor maxim :

$$k_d = \frac{(M_a)_{max}}{M_m}, \qquad (35)$$

în care :

$(M_a)_{max}$ este momentul maxim în cazul cuplării bruște a ambreiajului, determinat cu relația [12] :

$$(M_a)_{max} = 2{,}63\ G_a\ R\ (f \cos \alpha + \sin \alpha), \qquad (36)$$

în care :

f este coeficientul de rezistență la rulare a roților automobilului;

α — unghiul de înclinare a pantei.

Metodica calculului roților dințate ale cutiei de viteze expusă reprezintă o completare în cadrul literaturii tehnice de specialitate, referitoare la această problemă.

Prin aplicarea metodicii indicate se pot înlătura unele dificultăți care apar în practica proiectării.

[1] *Botez, E.* Angrenaje. București, Editura tehnică, 1963. [2] *Dîmșiț, I. I.* Korobki peredaci. Moscova, Maşghiz, 1960. [3] *Drăghici, I., Miloiu, Gh.* și *Jula, A.* Calculul modern de rezistență a angrenajelor. Comunicare la a IX-a sesiune științifică a cadrelor didactice din I. P. Brașov (8—9 februarie 1964). [4] *Gold, B. V.* Proiektirovanie avtomobilei. Moscova. Maşghiz, 1956. [5] *Heldt, P. M.* Avtomobilnîe ştepleniia i korobki peredaci. Moscova, Maşghiz, 1960. [6] *Horovitz, B.* Reductoare și variatoare de turație. București, Editura tehnică, 1963. [7] *Kistian, Ia. G.* Metodika rasciota zubceatih peredaci na procinost, kniga 107, TNIITMAŞ. Moscova, Maşghiz, 1963. [8] *Manea, Gh., Boșianu, O., Chișu, A.* și *Săveanu L.* Organe de mașini, vol. II. București, Editura tehnică, 1958. [9] *Rodionov, V. P.* Opredelenie parametrov agregatov silovoi peredaci legkovîh avtomobilei. In: Avtomobilnaia promîșlennost, nr. 4, 1963, p. 20—23. [10] *Thomas, A. K.* Die Tragfähigkeit der Zahnräder. München, Carl Hanser Verlag, 1960. [11] *Trică, Gh.* Organe de mașini (curs). Biblioteca I.P.B. [12] *Trică, Gh.* și *Drăghici, I.* Influența maselor antrenate și a raportului de transmisie în procesul de cuplare, la cuplajele cu fricțiune. Calculul cuplajelor cu fricțiune. In: Construcția de Mașini, nr. 3, 1964. [13] *Titovici, I. S.* Rascioti po predelnîm sicstoiani am valov șesterion i podșipnikov avtomobilea. Minsk, B.P.I., 1960 [14] *Titovici, I. S., Vavulo, V. A.* și *Hval, B. N.*, Zubceatîe kolesa avtomobilei i traktorov. Minsk, 1962.

CZ 621.961.02

Relații de calcul privind diametrele matrițelor și poansoanelor ștanțelor de prelucrare la rece a tablelor

. C. ILIESCU

In toate tratatele de specialitate, ca și în normele interne ale uzinelor constructoare de mașini, se indică și se folosesc în practică, pentru determinarea diametrelor poansoanelor și matrițelor, aceleași relații de calcul cunoscute.

Date fiind importanța lor teoretică și necesitatea accesibilității aplicării lor practice, izvorîtă din condițiile concrete ale procesului de prelucrare, relațiile de calcul existente comportă unele discuții.

Pentru operațiile de decupare și perforare, ambutisare cu și fără subțierea pereților și îndoire, relațiile de calcul al diametrelor poansoanelor și matrițelor sînt asemănătoare principial.

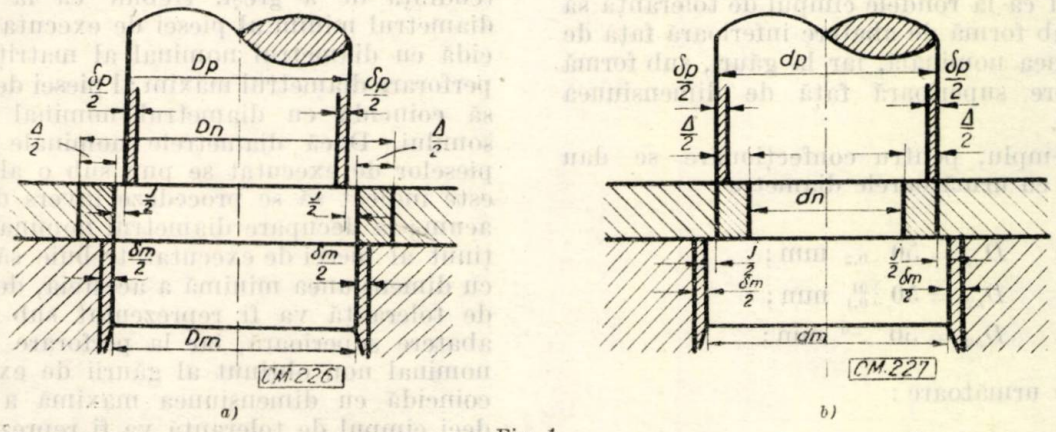


Fig. 1

În cele ce urmează se vor analiza operațiile de decupare și perforare, întrucît acestea permit o analiză completă a schemelor și relațiilor de calcul generale. Pentru dimensiunile poansoanelor și matrițelor ștanțelor de decupare și perforare se cunosc următoarele relații de calcul (fig. 1: *a* — decupare; *b* — perforare);

a. pentru matrițele și poansoanele ștanțelor de decupare:

$$\left.\begin{aligned} D_m &= (D_n - \Delta)^{+\delta m}; \\ D_p &= (D_n - \Delta - j)_{-\delta p}; \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

b. pentru poansoanele și matrițele ștanțelor de perforare:

$$\left.\begin{aligned} d_p &= (d_n + \Delta)_{-\delta p}; \\ d_m &= (d_n + \Delta + j)^{+\delta m}, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

în care:

D_n este diametrul nominal al piesei de decupat;

D_m — diametrul nominal al matriței, la decupare;

D_p — diametrul nominal al poansonului, la decupare;
Δ — toleranța piesei (contur exterior sau gaură) stabilită prin desenul de execuție;
δ_m — toleranța de execuție a matriței;
δ_p — toleranța de execuție a poansonului;
j — jocul dintre matriță și poanson;
d_n — diametrul nominal al găurii de executat;
d_p — diametrul nominal al poansonului, la perforare;
d_m — diametrul nominal al matriței, la perforare.

Din schemele și relațiile prezentate se constată că, în cazul decupării, toleranța piesei de executat Δ este reprezentată sub formă de abatere inferioară față de dimensiunea nominală D_n a acesteia, iar la perforare, invers, adică sub formă de abatere superioară față de dimensiunea nominală d_n a găurii de executat. Deci, pentru ca relațiile arătate să ducă la rezultate reale privind calculul diametrelor poansoanelor și matrițelor, trebuie ca de fiecare dată diametrul nominal al rondelei (al conturului exterior) de executat să coincidă cu diametrul maxim al acesteia (cazul decupării), iar la perforare diametrul nominal să coincidă cu diametrul minim al găurii de executat. Acestea însă sînt numai cazuri particulare, întrucît în practică toleranțele de execuție la dimensiunile nominale ale rondelelor pot fi nu numai sub formă de abateri inferioare, ci și superioare; la fel și la găuri. La prima vedere s-ar părea că numai pentru asemenea rondele sau găuri se pot aplica aceste relații de calcul. În realitate însă, cu aceste relații s-au calculat și se calculează și în prezent diametrele poansoanelor și matrițelor pentru orice fel de rondele sau găuri de executat, condiția fiind ca la rondele cîmpul de toleranță să fie pus sub formă de abatere inferioară față de dimensiunea nominală, iar la găuri, sub formă de abatere superioară față de dimensiunea nominală.

De exemplu, pentru confecționare se dau rondelele cu următoarele diametre:

$$D_{n1} = 50_{-0,2} \text{ mm};$$
$$D_{n2} = 50^{+0,1}_{-0,1} \text{ mm};$$
$$D_{n3} = 50^{+2,0} \text{ mm};$$

și găurile următoare:

$$d_{n1} = 50_{-92} \text{ mm};$$
$$d_{n2} = 50^{+0,1}_{-0,1} \text{ mm};$$
$$d_{n3} = 50^{+0,2} \text{ mm}.$$

Pentru a se putea aplica relațiile menționate la calcularea diametrelor poansoanelor și matrițelor pentru aceste piese, diametrele nominale inițiale vor deveni:

$$D'_{n1} = D_{n1} = 50_{-0,2} \text{ mm};$$
$$D'_{n2} = 50,1_{-0,2} \text{ mm};$$
$$D'_{n3} = 50,2_{-0,2} \text{ mm},$$

și

$$d'_{n1} = 49,8^{+0,2} \text{ mm}$$
$$d'_{n2} = 49,9^{+0,2} \text{ mm}$$
$$d'_{n3} = d_{n3} = 50^{+0,2} \text{ mm}.$$

Numai aceste valori ale diametrelor nominale satisfac relațiile de calcul (1) și (2).

Atît teoretic, cît și practic, această metodă de lucru nu este justificată. Uneori se scapă din vedere transformarea diametrelor nominale inițiale, prin așezarea corespunzătoare a cîmpului de toleranță, ducînd la obținerea unor rezultate eronate.

Această metodă de calcul ar fi totuși justificată în cazul cînd rondelele sau găurile s-ar executa prin alte metode de prelucrare, de exemplu prin strunjire. În acest caz, sistemul ar fi justificat, pentru că plasarea astfel a cîmpului de toleranță are în vedere sensul în care muncitorul are tendința de a greși și astfel previne rebuturile. Cum însă la decupare diametrul matriței și la perforare diametrul poansonului hotărăsc dimensiunile pieselor obținute, rezultă că dimensiunile acestora sînt principale. Deci trebuie îndreptată atenția asupra dimensiunilor și toleranțelor de execuție ale matriței și poansonului, iar o eventuală modificare a formei diametrelor nominale inițiale ale pieselor de executat să se facă în funcție de acestea.

Întrucît în timpul funcționării ștanței diametrul matriței se va mări, iar al poansonului se va micșora datorită uzurii și ținînd seamă și de sensul în care muncitorul are la prelucrare tendința de a greși, trebuie ca la decupare diametrul minim al piesei de executat să coincidă cu diametrul nominal al matriței, iar la perforare diametrul maxim al piesei de executat să coincidă cu diametrul nominal al poansonului. Dacă diametrele nominale date ale pieselor de executat se pun sub o altă formă, este indicat să se procedeze invers decît pînă acum; la decupare diametrul nominal nou obținut al piesei de executat trebuie să coincidă cu dimensiunea minimă a acesteia, deci cîmpul de toleranță va fi reprezentat sub formă de abatere superioară, iar la perforare diametrul nominal nou obținut al găurii de executat să coincidă cu dimensiunea maximă a acesteia, deci cîmpul de toleranță va fi reprezentat sub formă de abatere inferioară. În acest caz, analizînd aceleași exemple, se obțin:

$$\left.\begin{aligned} D''_{n1} &= 49,8^{+0,2} \text{ mm};\\ D''_{n2} &= 49,9^{+0,2} \text{ mm};\\ D''_{n3} &= 50^{+0,2} \text{ mm}; \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

și

$$\left.\begin{aligned} d''_{n1} &= 50_{-0,2}\ \text{mm};\\ d''_{n2} &= 50{,}1_{-0,2}\ \text{mm};\\ d''_{n3} &= 50{,}2_{-0,2}\ \text{mm}. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

În acest caz, relațiile generale de calcul privind diametrele matrițelor și poansoanelor devin :

la decupare :

$$D_m = D''^{+\delta m}_n;$$

$$D_p = (D''_n - j)_{-\delta p};$$

la perforare :

$$d_p = d''_n - \delta p;$$

$$d_m = (d''_n + j)^{+\delta m}.$$

La o altă metodă de calcul, simplă și rațională, se ajunge cînd diametrele poansoanelor și matrițelor se calculează în funcție de dimensiunile nominale inițiale ale pieselor de executat, așa cum au fost indicate prin desenele de execuție, avîndu-se în vedere abaterile de la dimensiunile nominale, nu întreg cîmpul de toleranță și plasarea lui sub o anumită formă. În acest caz se ajunge la scheme și relații de calcul în funcție de natura operației și de poziția cîmpului de toleranță față de dimensiunea nominală.

Pentru schemele și relațiile de calcul ce vor urma se fac următoarele notații :

Δ_1 — abaterea superioară de la dimensiunea nominală a pieselor de executat ;

Δ_2 — abaterea inferioară de la dimensiunea nominală a pieselor de executat.

La decupare pot exista trei situații :

1. piesele de executat au toleranța de execuție sub formă de abatere inferioară față de dimensiunea nominală $D_{n\,-\Delta 2}$ (fig. 2). Deoarece $\Delta_1 = 0$ și $\Delta_2 \neq 0$, rezultă :

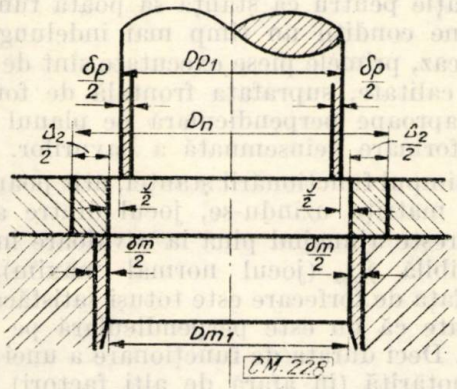


Fig. 2

$$\left.\begin{aligned} D_{m1} &= (D_n - \Delta_2)^{+\delta m};\\ D_{p1} &= (D_n - \Delta_2 - j)_{-\delta p}; \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

2. piesele de executat au toleranță de execuție sub formă de abatere superioară și inferioară față de cota nominală $D_n^{+\Delta_1}{}_{-\Delta 2}$ (fig. 3). Deoarece $\Delta_1 \neq 0$ și $\Delta_2 \neq 0$,

rezultă :

$$\left.\begin{aligned} D_{m2} &= (D_n - \Delta_2)^{+\delta m};\\ D_{p2} &= (D_n - \Delta_2 - j)_{-\delta p}; \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

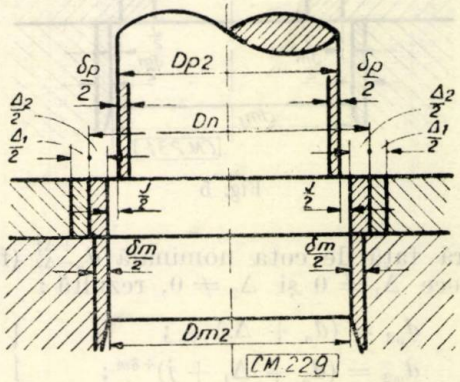


Fig. 3

3. piesele de executat au toleranța de execuție sub formă de abatere superioară față de cota nominală $D_n^{+\Delta_1}$ (fig. 4). Deoarece $\Delta_1 \neq 0$ și $\Delta_2 = 0$, rezultă :

$$\left.\begin{aligned} D_{m3} &= D_n^{+\delta m};\\ D_{p3} &= (D_n - j)_{-\delta p}. \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

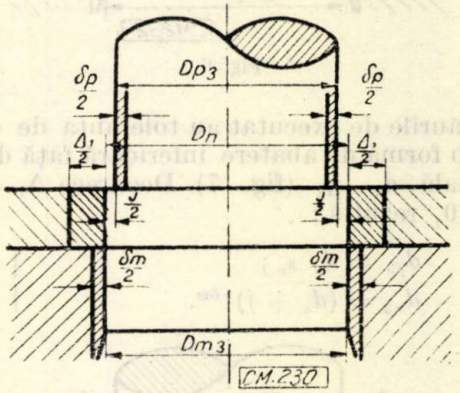


Fig. 4

La perforare se întîlnesc aceleași cazuri ca și la decupare :

1. găurile de executat au toleranța de execuție sub formă de abatere superioară față de cota nominală $d_n^{+\Delta_1}$ (fig. 5). Deoarece $\Delta_1 \neq 0$ și $\Delta_2 = 0$, rezultă :

$$\left.\begin{aligned} d_{p1} &= (d_n + \Delta_1)_{-\delta p};\\ d_{m1} &= (d_n + \Delta_1 + j)^{+\delta m}; \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

2. găurile de executat au toleranța de execuție sub formă de abatere superioară și in-

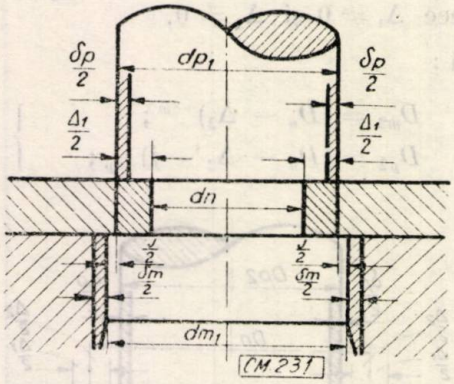


Fig. 5

ferioară față de cota nominală $d_{-\Delta 2}^{+\Delta 1}$ (fig. 6). Deoarece $\Delta_1 \neq 0$ și $\Delta_2 \neq 0$, rezultă :

$$\left.\begin{aligned} d_{p2} &= (d_n + \Delta_1)_{-\delta p}\,; \\ d_{m2} &= (d_n + \Delta_1 + j)^{+\delta m}\,; \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

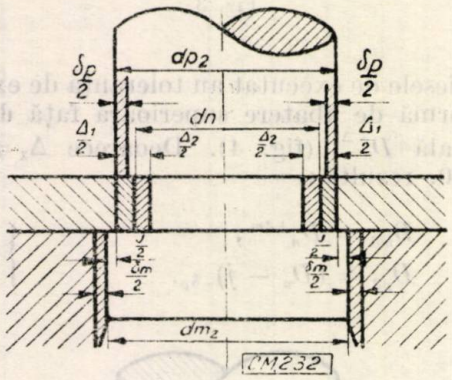


Fig. 6

3. găurile de executat au toleranța de execuție sub formă de abatere inferioară față de cota nominală $d_{n\,-\,\Delta 2}$ (fig. 7). Deoarece $\Delta_1 = 0$ și $\Delta_2 \neq 0$, rezultă :

$$\left.\begin{aligned} d_{p3} &= d_{n-\delta p}\,; \\ d_{m3} &= (d_n + j)^{+\delta m}. \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

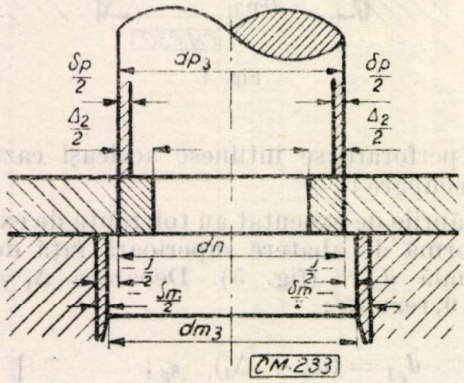


Fig. 7

Din relațiile arătate se observă că la operațiile de decupare, în relațiile de calcul al diametrelor matrițelor și poansoanelor, pe lîngă dimensiunea nominală și jocul dintre poanson și matriță, intră numai abaterea inferioară Δ_2, iar la operațiile de perforare, numai abaterea superioară Δ_1, abateri prevăzute inițial prin desenele de execuție a pieselor. Această observație importantă permite scrierea următoarelor relații generale pentru calculul diametrelor matrițelor și poansoanelor :

— pentru ștanțele de decupare :

$$\left.\begin{aligned} D_m &= (D_n - \Delta_2)^{+\delta m}\,; \\ D_p &= (D_n - \Delta_2 - j)_{-\delta p}\,; \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

— pentru ștanțele de perforare :

$$\left.\begin{aligned} d_p &= (d_n + \Delta_1)_{-\delta p}\,; \\ d_m &= (d_n + \Delta_1 + j)^{+\delta m}. \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

De la aceste relații generale se poate ajunge la expresiile (7) și (10), care se referă la cazurile particulare studiate anterior.

Foarte important de subliniat este rolul hotărîtor pe care îl are jocul dintre poanson și matriță asupra calității produsului și funcționării ștanței. Proiectantul nu trebuie să scape din vedere principala relație comparativă dintre valoarea cîmpului jocurilor normale și suma toleranțelor de execuție a matriței și poansonului, care are următoarea formulă cunoscută :

$$j_{max} - j_{min} > \delta m + \delta p. \qquad (13)$$

Se știe că, pentru fiecare calitate de material și grosime, j_{min} reprezintă jocul optim (jocul normal minim) dintre poanson și matriță, care trebuie asigurat la începutul procesului de fabricație pentru ca ștanța să poată funcționa în bune condiții un timp mai îndelungat. În acest caz, primele piese executate sînt de foarte bună calitate, suprafața frontală de forfecare fiind aproape perpendiculară pe planul piesei, cu o formare neînsemnată a bavurilor.

În timpul funcționării ștanței, atît poansonul, cît și matrița uzîndu-se, jocul dintre acestea se mărește ajungînd pînă la o valoare maximă admisibilă j_{max} (jocul normal maxim), cînd suprafața de forfecare este totuși satisfăcătoare, cu toate că nu este perpendiculară pe planul piesei. Deci durata de funcționare a unei ștanțe este hotărîtă (în afară de alți factori) de diferența dintre jocul normal maxim și jocul normal minim, adică de valoarea cîmpului jocurilor normale ($j_{max} - j_{min}$). Cu cît mărimea acestui cîmp va fi mai mare, cu atît ștanța va funcționa un timp mai îndelungat. Pe de altă parte, valoarea cîmpului jocurilor normale este influențată de mărimea toleranțelor de exe-

cuție a poansonului și matriței. De exemplu, dacă la execuția ștanței s-a realizat :

$$\delta m + j_{min} + \delta p = j_{max},$$

ștanța, deși nouă, nu va putea funcționa, întrucît jocul normal are deja o valoare maximă admisibilă. De aceea trebuie ca totdeauna să fie satisfăcută inegalitatea (13).

Practic, jocul minim teoretic este greu de realizat, deoarece, ca urmare a poziției cîmpurilor de toleranță (fig. 1), diametrul efectiv al matriței $D_{m\,ef}$ va fi mai mare decît diametrul său nominal, iar diametrul efectiv al poansonului $d_{p\,ef}$ va fi mai mic decît diametrul său nominal. Dacă $D_{m\,ef} > D_m$ și $d_{p\,ef} < d_p$, atunci $j_{ef} > j = j_{min}$.

O valoare prea mare a jocului inițial nu este acceptată, deoarece s-ar micșora simțitor timpul de funcționare a ștanței, întrucît în acest caz :

$$j_{max} - j_{ef} < j_{max} - j_{min}.$$

Din această cauză, la confecționarea ștanțelor se procedează astfel : la ștanțele de decupare se prelucrează întîi matrița (care hotărăște dimensiunea piesei) în limite de toleranță foarte strînse și apoi, în funcție de dimensiunile efective ale acesteia, se execută poansonul ; la ștanțele de perforare se prelucrează întîi poansonul (care hotărește dimensiunea găurii) și apoi matrița, astfel încît, prin încercări, jocul optim dintre poanson și matriță poate fi ușor realizat.

Prelucrarea poansonului după matriță la ștanțele de decupare și a matriței după poanson la ștanțele de perforare are un rol hotărîtor în special pentru poansoanele și matrițele a căror secțiune transversală are un profil neregulat, acest mod de prelucrare fiind singurul posibil pentru realizarea unui joc minim constant.

Prelucrarea primelor scule în limite de toleranță foarte strînsă este absolut necesară pentru a nu se diminua cîmpul de toleranță efectiv al pieselor de executat. Dacă se notează :

Δ' — cîmpul de toleranță teoretic al pieselor de executat ;

Δ'' — cîmpul de toleranță efectiv al pieselor de executat,

rezultă că la decupare :

$$\Delta'' = \Delta' - \delta m,$$

iar la perforare :

$$\Delta'' = \Delta' - \delta p.$$

De aici se trage concluzia că cu cît toleranțele de execuție a poansoanelor și matrițelor vor fi mai mici și cu cît primele scule vor fi mai precis executate, cu atît cîmpul de toleranță efectiv al pieselor de executat va fi mai mare. Prin aceasta se asigură un timp maxim de funcționare a ștanțelor, deci o mai mare eficiență economică a utilajului.

Metoda de calcul al dimensiunilor poansoanelor și matrițelor ștanțelor de decupare și perforare, ca și unele observații menționate, sînt comune și poansoanelor și matrițelor ștanțelor de ambutisare și, parțial, poansoanelor și matrițelor ștanțelor de îndoire, cu deosebirea că în jocul dintre poanson și matriță se include și grosimea maximă a materialului semifabricatului pieselor de executat.

CZ 669.14.018.293 :621.791 :620.191.2

Aspecte ale corodabilității oțelului naval 09G2 în regiunea sudurilor

MIRCEA MANOLACHE, EMANUEL LEIBOVICI, EMILIA COJOCARU și ION POPA

Deși coroziunea îmbinărilor sudate ale oțelurilor nu prezintă de obicei un pericol imediat, ea decurgînd lent [1], trebuie să se țină seamă că există cauze care o determină și că, în anumite condiții, acestea pot fi destul de periculoase. Mai ales în contact cu apa de mare, care constituie un electrolit puternic, îmbinarea sudată formează o pilă galvanică cu mai mulți electrozi [2]. Aceștia sînt constituiți din metalul de bază, cordonul de sudură, zonele influențate termic și zonele tensionate.

Cercetările efectuate pînă în prezent pun în evidență influența diverșilor factori care favorizează apariția eterogenităților chimice și fizice în ansamblul metal de bază-cordon de sudură (diferențe în compoziția chimică între metalul de bază și cel de adaos, compoziția învelișului electrozilor sau a fluxului folosit, solubilitatea gazelor în metalul depus etc.).

Existența acestor factori, destul de numeroși, determină necesitatea studierii corodabilității îmbinărilor sudate cel puțin pentru grupele mai importante de aliaje, mai ales cînd acestea trebuie să lucreze în medii corosive, cum este cazul navelor maritime. În cele ce urmează se arată unele rezultate obținute în laborator pe un oțel folosit la Șantierul naval Galați.

Pentru studiul corodabilității îmbinărilor sudate s-a luat în considerare oțelul 09G2, folosit la construcția carenelor de nave maritime, uti-

lizîndu-se epruvete sudate automat, cum și epruvete sudate manual, decupate chiar din tablele îmbinate în vederea construcției. În figura 1 se dă o astfel de epruvetă pregătită pentru experimentare.

Epruvetele de 12 mm grosime au avut suprafața de 80 × 65 mm². Materialul de bază (tablă de oțel 09G2—GOST 5058—57) are compoziția chimică : ⩽ 0,12% C, 0,20—0,40%Si, 1,40—1,80%Mn, ⩽ 0,30% Cr, ⩽ 0,30%Ni, ⩽ 0,30% Cu, max 0,04% S, max 0,01% P.

Pentru sudarea manuală s-au utilizat electrozi EL44T (STAS 1125-61), care asigură următoarele caracteristici mecanice în metalul depus : $\sigma_c \geqslant 30$ kgf/mm², $\sigma_r \geqslant 44$ kgf/mm², $\delta_5 \geqslant 22\%$, $k \geqslant 9$ kgfm/cm².

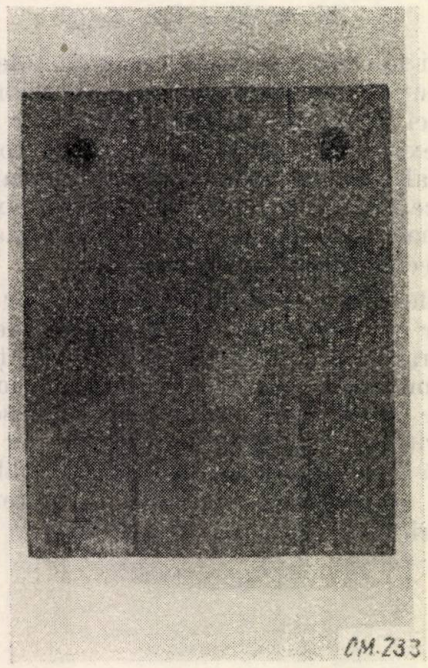


Fig. 1

Pentru sudarea automată s-a folosit sîrma pentru sudură S10M1 cuprată (STAS 1126-61) cu compoziția chimică : max 0,12% C, max 0,15% Si, 0,8—1,2% Mn, max 0,10% Cr, max 0,03% P, max 0,03% S, iar ca flux de topire s-a întrebuințat fluxul AN 348 A (sovietic) avînd compoziția : 41,5% SiO_2, 2,7% Al_2O_3, 1,6% Fe_2O_3, 5,4% CaO, 6,1% MgO, 36,4% MnO, 6,1% CaF_2, 0,09% S, 0,09% P.

Încercările la coroziune s-au efectuat static în laborator, în soluție 1 N de ClNa, pentru a imita relativ apa de mare, și în soluție 1 N de HCl, mediu mai activ în care s-au pus mai ușor în evidență diferențele dintre corodabilitatea îmbinărilor manuale și cele automate. Pentru fiecare tip de sudură s-au folosit cîte trei epruvete de fiecare mediu corosiv.

Comportarea la coroziune a fost urmărită în decurs de cinci luni, atît prin verificarea pierderilor lunare în greutate, cît și după aspect.

Astfel, cum era de așteptat, în soluția de HCl au rezultat coroziuni mult mai puternice

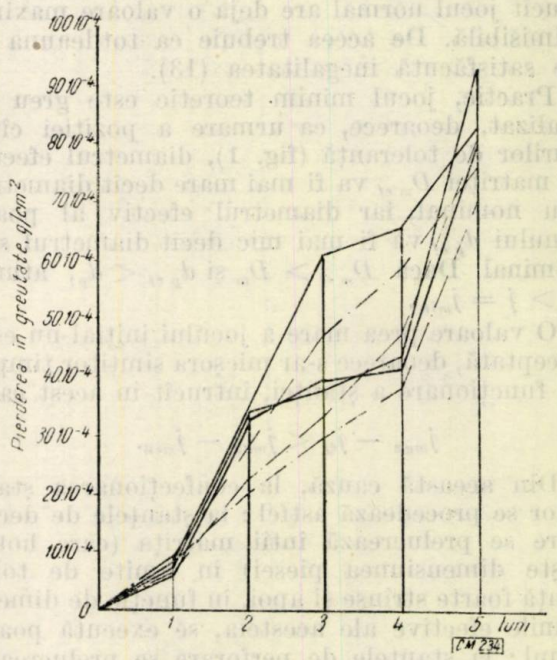


Fig. 2

decît în soluția de ClNa. Diagramele din figurile 2, 3 și 4 pun în evidență pierderile în greutate ale epruvetelor în cursul celor cinci luni

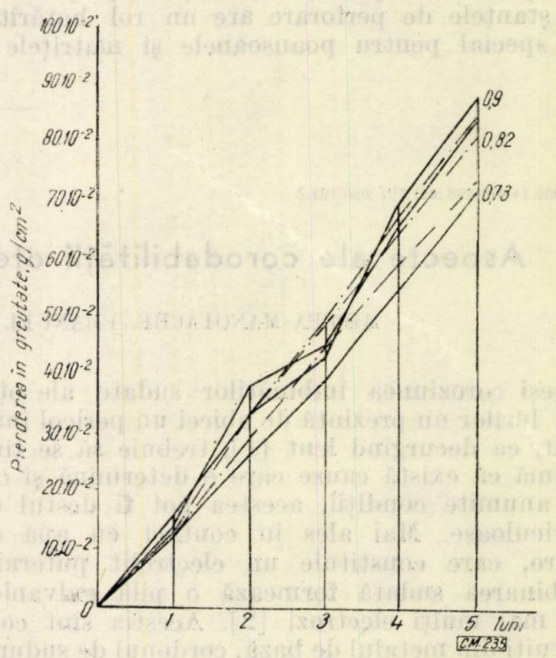


Fig. 3

de experimentare. În figurile 2 și 3 s-au reprezentat pierderile în greutate pentru îmbinări sudate orizontal în soluție 1 N de ClNa, respectiv

1 N de HCl, sudurile fiind executate manual (linie plină) sau automat (linie punctată). Diagrama din figura 4 se referă la corodabilitatea îmbinărilor sudate manual în soluțiile 1 N de ClNa. După cum se vede din figurile 2 și 3,

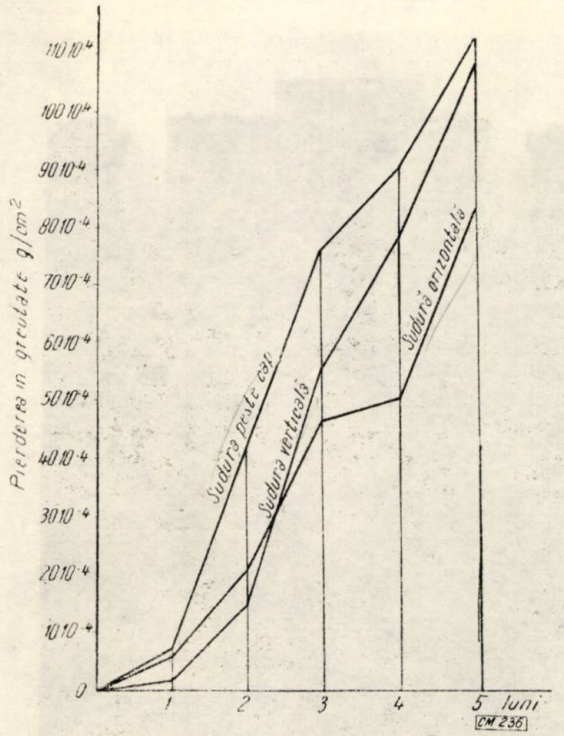


Fig. 4

nu se poate afirma că există vreo diferență remarcabilă între corodabilitatea sudurilor manuale și a celor automate. Diagrama din figura 4 arată însă destul de clar că, în aceleași condiții, epruvetele sudate în poziția cea mai dificilă (peste cap) suferă cele mai mari pierderi, pe cînd cele sudate în poziția orizontală (poziția cea mai ușoară) suferă cele mai puține pierderi. Diferența aceasta se explică prin faptul că, în cazul sudării pe orizontală, depunerea metalului de adaos, precum și alierea lui cu cel de bază, se realizează mult mai uniform decît în pozițiile dificile, în special peste cap.

Această afirmație trebuie făcută însă cu oarecare rezervă, deoarece epruvetele au suferit pierderi pe întreaga lor suprafață, după cum se vede în figurile 5, 6 și 7, care reprezintă aspectele fizice ale epruvetelor analizate în diagramele respective 2, 3 și 4, după perioada de cinci luni; mai ales la cele expuse în soluție de HCl este greu de delimitat efectul produs numai de cuplul metal de bază — cordon de sudură.

Se remarcă faptul că în toate cazurile s-a corodat metalul de bază, în timp ce cordonul de sudură a rămas întreg, cel puțin fără semne aparente de coroziune. Rezultă că potențialul electrochimic al cordonului de sudură este mai ridicat decît cel al metalului de bază și că are deci rol de catod. Din punctul de vedere al viabilității construcției sudate, această situație este convenabilă, deoarece anodul (metalul de bază) are o suprafață foarte mare în raport cu catodul (cordonul de sudură). În situația inversă, construcția sudată ar fi incomparabil mai periclitată [1, 2].

Verificările făcute în laborator, pentru stabilirea variației potențialelor electrochimice în îmbinarea sudată, după metodele arătate în lucrările [2] și [3], au ajutat să se verifice caracterul general mai electropozitiv al cordoanelor de sudură, dar totodată să se constate o variație în salturi a potențialelor, mai ales în zona de trecere, care nu au dat posibilitatea corelării cu rezultatele coroziunii, apărînd o situație asemănătoare celei arătate în lucrarea [4].

După cum se știe, diferențe, chiar relativ mici, în compoziția chimică duc la apariția

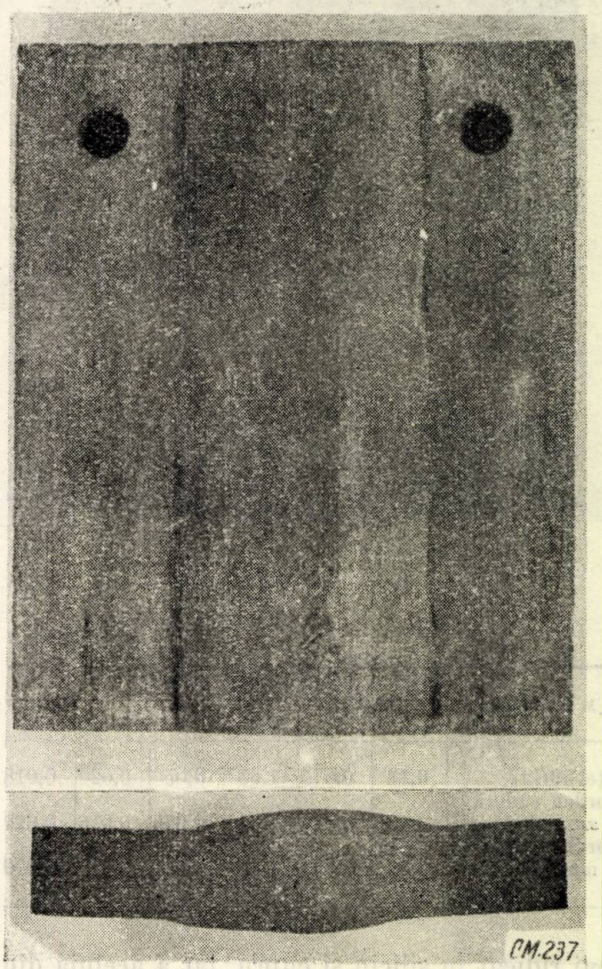


Fig. 5

cuplurilor de coroziune în cazul îmbinărilor sudate. Aceste diferențe sînt cauzate de prezența impurităților, precum și a elementelor de aliere [1, 4, 5].

În cazul de față analiza chimică a dat rezultatele prezentate în tabela 1.

Deși diferențele cantitative sînt mici, se poate remarca superioritatea oțelului din cordonul executat prin sudare automată, prin conținutul

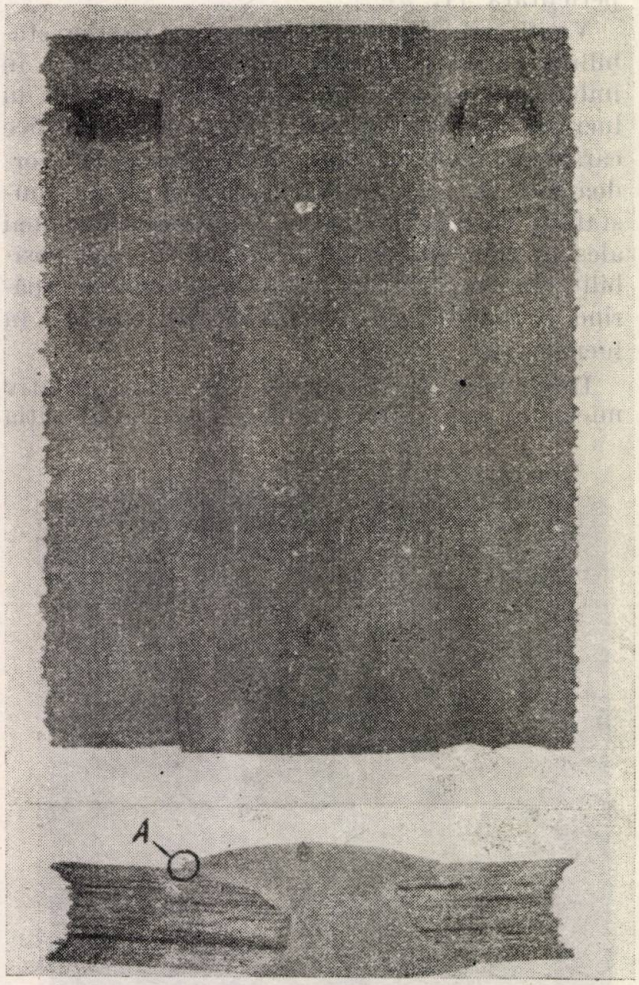


Fig. 6

Tabela 1

Materialul	Compoziția chimică, %					
	C	Si	Mn	Cu	S	P
Oțel 09G2	0,13	0,075	1,65	0,05	0,020	0,018
Cordon sudură automată	0,13	0,27	1,34	0,075	0,018	0,027
Cordon sudură manuală	0,05	0,03	1,48	0,03	0,010	0,009

mai ridicat în siliciu și cupru, iar a aceluia din cordonul executat prin sudare manuală, prin puritatea lui, motive pentru care acestea pot avea un caracter mai puțin corosiv decît metalul de bază [5].

După cum se vede în figurile 6 și 7, coroziunea metalului de bază a fost favorizată de structura de laminare și de orientare a acesteia față de direcția de sudare.

Atît în cazul sudării automate, cît și în cel al sudării manuale, distrugerea prin disoluție electrolitică a metalului de bază, în cazul

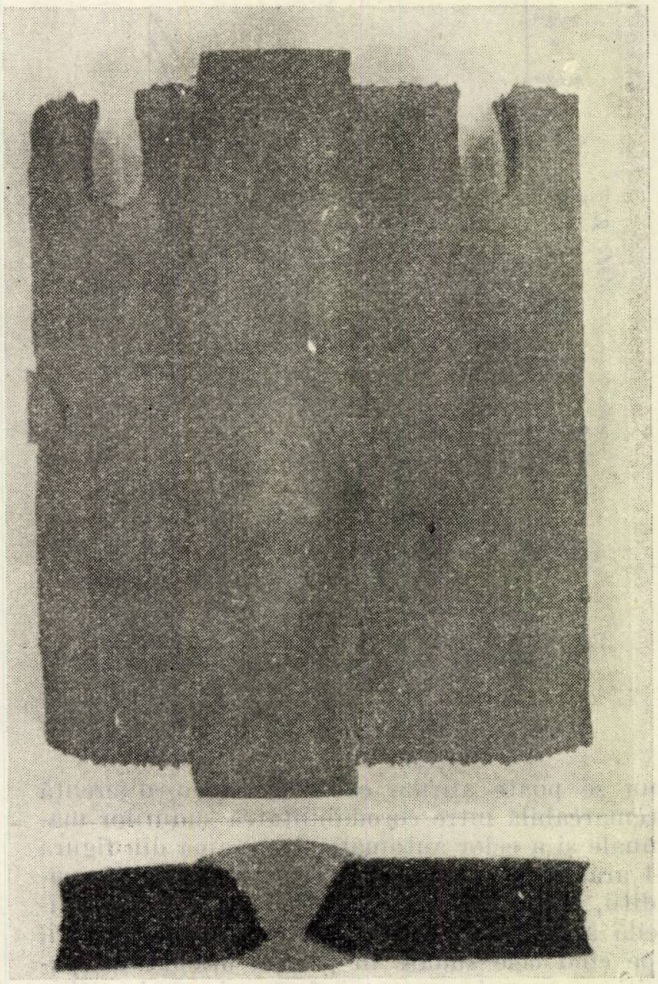


Fig. 7

oțelului 09G2, în soluție de HCl, este atît de evidentă încît cordonul de sudură rămîne încetul cu încetul izolat : se comportă ca și cum ar fi o piesă dintr-un alt aliaj, mai electropozitiv, intercalată între plăcile de bază. Acest lucru este deosebit de evident în cazul cînd direcția de sudare este paralelă cu cea de laminare, deoarece procesul de disoluție decurge mult mai intens pe această direcție (fig. 8). Coroziunea preferențială după direcția de laminare se observă bine și în dreptul găurilor de suspensie. În zona de trecere se produce însă coroziunea cea mai puternică. Acest lucru este mai ușor de observat în figura 7. Fenomenul se petrece în toate cazurile și pornind chiar de la suprafața tablei spre interior ; în figura 9 este arătată microstructura corespunzătoare zonei *A* din figura 6 (s-a notat cu *c* cordonul de sudură).

Coroziunea mai intensă în asemenea regiuni este cauzată atît de structura modificată, cît și de prezența impurităților [1].

În cazul carenelor de nave, problema poate prezenta importanță destul de însemnată, ținînd seamă de faptul că, deși în general tablele nu au

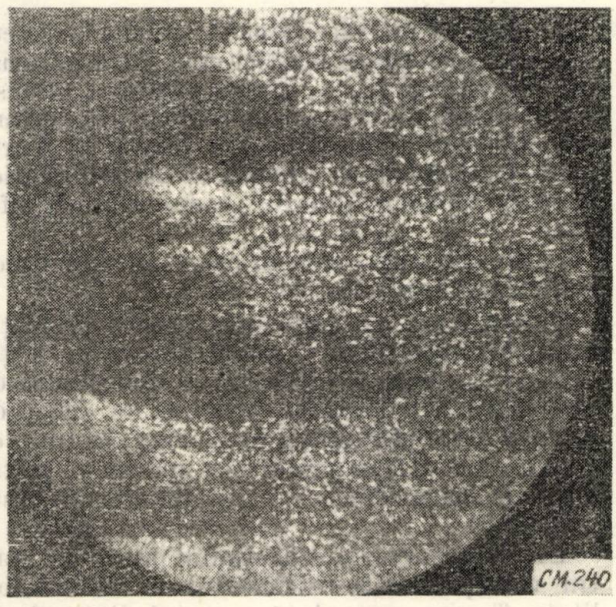


Fig. 8

marginile libere, ele fiind sudate pe contur cu tablele adiacente, se practică totuși cîteva îmbinări nituite pentru a nu exista continuitatea îmbinărilor sudate transversal și, de aceea, există margini de table libere expuse la apa de mare (de obicei cele de la gurnă).

În plus, cordoanele de sudură, mai ales cele executate manual și în poziții dificile, nu au suprafețe netede, ci prezintă deseori proeminențe foarte ondulate, cu vîrfuri și incluziuni de oxizi la marginile lor. Deși întreaga carenă se protejează contra coroziunii prin vopsire, de obicei tocmai muchiile tablelor și cordoanele de sudură sînt cel mai neglijent tratate. În consecință, pot să apară treptat aspecte de coroziune ca cele arătate mai înainte și, dacă nu li se acordă importanță, pot să ducă la cheltuieli neprevăzute.

Pentru evitarea acestor neajunsuri trebuie, desigur, să se practice o protejare îngrijită, dar în primul rînd trebuie să se respecte cîteva reguli tehnologice : marginile de sudat ale tablelor să fie curățate de rugină, arsură și substanțe grase, să se utilizeze electrozi de tip rutil, iar sudurile să se execute cu suprafețe cît mai netede [6, 7].

Deși experimentarea făcută în soluție de ClNa diferă destul de mult față de condițiile reale (agitație, prezența factorilor biologici, condiții de depolarizare etc.), ținînd însă seamă și de alte rezultate experimentale se poate trage concluzia că tehnologia aplicată în Șantierul naval din

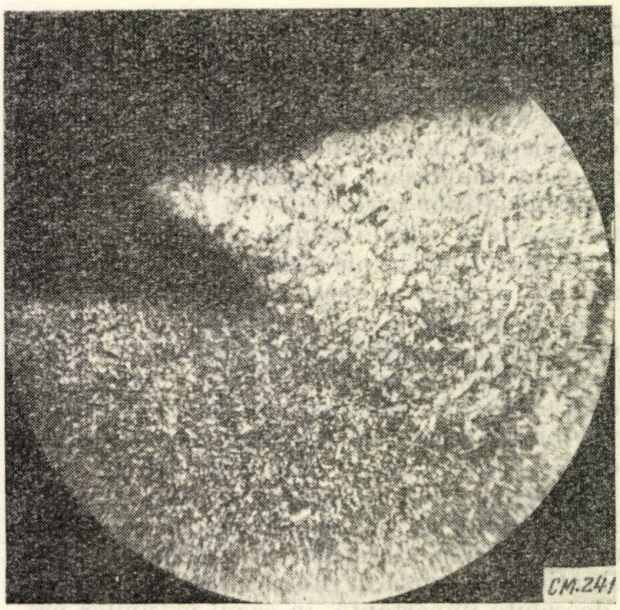


Fig. 9

Galați la sudarea oțelului 09G2 este corespunzătoare, imprimînd cordoanelor de sudură un caracter ușor electropozitiv, care, chiar în cazul construcțiilor neprotejate, provoacă coroziuni foarte lente. Se impun însă atît execuția îngrijită a cordoanelor de sudură manuală mai ales în poziții dificile, cît și protecția îngrijită în timpul exploatării navei, mai ales a marginilor libere ale tablelor și ale cordoanelor de sudură.

[1] *Piati, L.* și *Fol, E.* Korrosionsanfälligkeit der Schweissverbindungen von Stähle. În : Industrie-Anzeiger, nr. 45, iunie 1962, p. 979—980. [2] *Tomasov, N. D., Vedeneeva, M. A.* și *Vasilieva, Z. I.* Metoda electrochimică pentru determinarea rezistenței la coroziune a îmbinărilor sudate ale oțelurilor sărac aliate. În : Zavodskaia laboratoria, nr. 6, 1957, p. 683—686. [3] *Tomasov, N. D.* și *Dereaghina, O. G.* Determinarea tendinței de coroziune intercristalină a îmbinărilor sudate ale construcțiilor metalice. În : Zavodskaia laboratoria, nr. 6, 1957, p. 679—682. [4] *Mac Ewan, J. U.* și *Yates, H. H.* Corosion of steel Weldments. In : Corosion, nr. 1, 1959, p. 18—22. [5] *Rosenfeld, I. L.* Atmosfernaia korroziia metallov. Moscova, Akad. Nauk. S.S.S.R., 1960. [6] *Barrillon, P.* La corrosion du navire. În : Navires, ports et chantiers, mai 1963, p. 382—390. [7] *Adams, H. I.* și *Hudson, I. C.* Korrosionerscheinungen auf Frachtschiffen und ihre Verhinderung. În : Schiff und Hafen, 1958, p. 39—45.

CZ 621-752:628.517

Unele probleme referitoare la posibilitățile actuale de amortizare a vibrațiilor*

AURELIAN STAN

Funcționarea unei mașini, efectuarea unui proces tehnologic, deplasarea unui vehicul sînt însoțite întotdeauna de vibrații care exercită o acțiune distructivă asupra mașinii, a mijlocului de transport însuși sau asupra clădirilor în care sînt amplasate mașinile și uneori chiar asupra clădirilor învecinate. În plus, vibrațiile mai produc și acțiuni asupra corpului omenesc, avînd fie acțiuni locale asupra unui anumit organ, fie acțiuni asupra întregului organism.

Vor fi analizate unele metode de izolare și amortizare a vibrațiilor (pană opritoare de vibrații, amortizoare selective de frecvență etc.) și vor fi prezentate unele aspecte privind combaterea vibrațiilor care, dacă nu sînt corect aplicate, pot să producă mari dificultăți în practică.

Soluția cea mai radicală și cea mai convenabilă din punct de vedere tehnico-economic pentru combaterea vibrațiilor constă în reducerea vibrațiilor la sursă. Printre aceste măsuri, au o deosebită importanță, în cazul mașinilor prelucrătoare, alegerea celui mai potrivit procedeu tehnologic și a parametrilor optimi de funcționare, dimensionarea și prelucrarea cît mai exactă a pieselor, cu toleranțe cît mai strînse posibil, întrebuințarea cît mai judicioasă a mașinii etc.

Vibrațiile generate de diferite surse, care nu au putut fi eliminate prin proiectare inițială, se transmit corpurilor înconjurătoare. Această transmisie poate fi mai redusă dacă între mașină și elementele cu care aceasta vine în contact se realizează un cuplaj cît mai slab, atît între sursa de vibrații și fundație, cît și la legătura dintre sursa de vibrații și anumite instalații auxiliare (canale, conducte, țevi etc.).

În scopul de a obține rezultate eficiente în ceea ce privește combaterea acțiunii dăunătoare a vibrațiilor, trebuie să se țină seamă de toți factorii de care depinde soluționarea problemei : agregatul în cauză, blocul de fundație, terenul, pătura elastică, clădirile și instalațiile învecinate.

Pentru mașină sînt importante : mărimea, direcția, modul de acțiune (pulsatoriu, șoc etc.) și frecvențele forțelor perturbatoare ; dimensiunile de gabarit ; amplasarea conductelor și accesoriilor ; masa agregatului și poziția centrului maselor.

Pentru blocul de fundație trebuie să se țină seamă de : masa și poziția centrului maselor, de momentele de inerție, de forma blocului de fundație.

În ceea ce privește terenul, trebuie să se cunoască : coeficienții elastici care intră în ecuațiile de vibrații (c_x, c_z, c_φ) și presiunea admisibilă pe teren. Aceasta are un rol foarte important în propagarea vibrațiilor de frecvență foarte joasă, putînd duce la situația că mașini identice montate pe soluri diferite produc vibrații diferite.

Pătura elastică apare în calcul prin mărimea constantelor sale elastice.

Există două căi principale pentru protecția împotriva vibrațiilor. O primă cale este protecția activă care constă în limitarea domeniului de propagare a vibrațiilor produse de sursa de vibrații către elementele învecinate, în timp ce prin a doua cale se protejează aparatele, instalațiile și mecanismele a căror funcționare este periclitată.

Un factor important în studiul protecției contra vibrațiilor este coeficientul de transmisibilitate T, care reprezintă raportul dintre forța elastică maximă F_T, transmisă fundației de către sistemul care vibrează, și forța maximă aplicată F_0 :

$$T = \frac{F_T}{F_0} = \sqrt{\frac{1 + 4\beta^2\gamma^2}{(1-\gamma^2)^2 + 4\beta^2\gamma^2}}, \qquad (1)$$

în care :

$\gamma = \frac{f}{f_0}$ este frecvența relativă, raportul dintre frecvențele vibrației excitatoare și a frecvenței proprii ;

$\beta = \frac{r}{r_{cr}}$ coeficientul de frecare relativ.

Forța dinamică generată de o sursă de vibrații poate fi transmisă elementelor înconjurătoare, în totalitate sau numai parțial.

Pentru valori mici ale frecării relative, coeficientul de transmisibilitate devine :

$$T_F = \frac{1}{1-\left(\frac{f}{f_0}\right)^2}, \qquad (1')$$

cu reprezentarea din figura 1, în care T este variația coeficientului de transmisibilitate.

În ceea ce privește principiile de realizare a protecției contra vibrațiilor, se folosește principiul izolării și cel al amortizării.

Izolarea mașinilor constă în menținerea unui raport convenabil $f > \sqrt{2}\, f_0$ între frecvențele vibrației excitatoare și frecvența proprie f_0 a

* Referat prezentat la cea de-a II-a Consfătuire de combatere a zgomotului și vibrațiilor, 14—16 noiembrie 1963, organizată de către Comisia de acustică a Academiei R.P.R.

agregatului. Dacă inegalitatea nu este satisfăcută, izolarea numai prin suspensie elastică nu duce la o reducere a transmisibilității, ci la o creștere a acesteia, deci la o înrăutățire a situației.

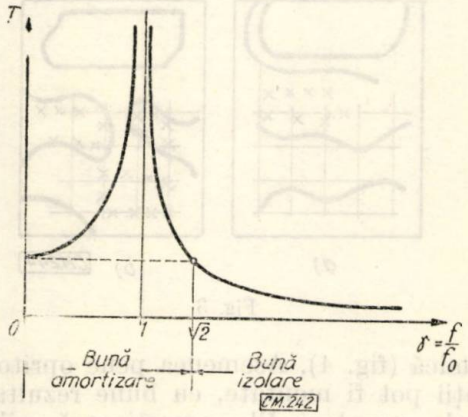


Fig. 1

Amortizarea vibrațiilor este o transformare ireversibilă a energiei vibratorii, datorită frecărilor interne și disipării acesteia în alte categorii de energie : calorică, de deformație etc., energie considerată pierdută. La mașinile care funcționează cu o viteză riguros constantă se mai pot folosi și amortizoare dinamice.

În cazul montării sistemului elastic și cu amortizare vîscoasă apare o situație diferită față de situația montării agregatului exclusiv pe un suport elastic. Domeniul în care montajul elastic era avantajos ($f > \sqrt{2}\, f_0$) corespunde pentru acest caz situației în care amortizarea este mai puțin eficientă. Dimpotrivă, în regiunea în care montajul elastic era dezavantajos ($f < \sqrt{2}\, f_0$), amortizarea are în această situație un rol favorabil.

O problemă importantă este aceea a comportării agregatului montat numai pe suport elastic, în trecerea acestuia prin zona de rezonanță, pînă a ajunge în zona în care i se poate asigura motorului o bună izolare, domeniu în care $f > \sqrt{2}\, f_0$. În zona rezonanței, factorul de transmisibilitate este foarte mare. Pentru evitarea efectelor dăunătoare care pot apărea la trecerea prin zona de rezonanță, trebuie folosit un montaj care să aibă și amortizare. Trebuie să fie alese însă valori reduse ale amortizării, pe de o parte, pentru a micșora transmisibilitatea în regiunea de funcționare în regim, iar pe de altă parte pentru că, în cazul motoarelor rotative (care datorită excentricității au forțe de inerție), dacă se aleg valori mari ale coeficientului de amortizare relativă β, crește și valoarea maximă a forței transmisă fundației.

Rezultă deci că un bun izolator contra vibrațiilor nu trebuie să acționeze ca amortizor decît în zona de rezonanță, fără însă a-și pierde elasticitatea pentru aceea zonă. În consecință, sînt indicate materialele la care coeficientul de amortizare nu variază cu viteza, deci acelea care posedă o amortizare internă plastică sau la frecvența de regim.

În ce privește măsurile practice pentru izolarea și amortizarea vibrațiilor mașinilor, acestea sînt indicate în figura 2 (*1* — izolarea cu arcuri ; *2* — folosirea de mase suplimentare ; *3* — racorduri elastice ; *4* — izolarea conductelor ; *5* — straturi amortizoare la fundații) și se referă la :

— așezarea unui material izolator sub mașină, care să asigure inegalitatea frecvențelor $f > \sqrt{2}\, f_0$;

— adăugarea de mase suplimentare la masa mașinii, în scopul modificării frecvenței proprii a acesteia ;

— împiedicarea transmiterii vibrației ;

— legături elastice ale conductelor ;

— măsuri luate în însăși construcția clădirii și fundației.

Alegerea materialului folosit pentru izolarea și amortizarea vibrațiilor are o importanță deosebită, deoarece o folosire necorespunzătoare poate duce la o amplificare a acestora. La folosirea elementelor antivibratile din cauciuc trebuie cunoscute exact caracteristicile mecanice și elastice ale materialului folosit : modulul de elasticitate dinamic, duritatea etc. În plus, deoarece cauciucul este foarte compresibil, garniturile din cauciuc trebuie că aibă o astfel de formă încît să permită dilatarea laterală liberă ; altfel cauciucul este împiedicat să lucreze elastic.

La amortizarea vibrațiilor are importanță și capacitatea de amortizare a diferitelor materiale utilizate pentru construcția mașinii, un indice al acestei capacități de amortizare fiind modulul de elasticitate longitudinal și transversal respectiv. Materialele plastice posedă o capacitate de amortizare superioară fontei, iar fonta ($E = (0{,}75-1{,}05)\ 10^6$ kgf/cm²) are o capacitate de amortizare superioară celei a oțelului

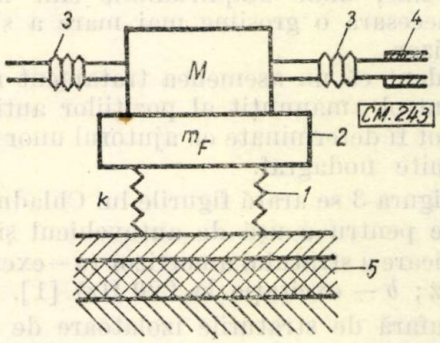


Fig. 2

($E = 2{,}1 \times 10^6$ kgf/cm²). De aici rezultă că, pentru condiții mecanice identice, din punctul de vedere al transmiterii vibrațiilor, este corespunzător să se folosească materiale cu amortizare internă mare (de exemplu roți dințate

din material plastic). Tot astfel se explică de ce mașinile moderne fabricate din oțel determină o amortizare mai redusă decît mașinile de tip mai vechi fabricate din fontă. În plus, structura metalului poate influența amortizarea internă. Astfel, fontele cu grafit sferoidal prezintă, în raport cu alte tipuri de fonte, o amortizare internă mai importantă.

În epoca actuală, cînd există posibilitatea producerii de materiale cu proprietăți dinainte stabilite, se pare că metoda amortizării interne va fi o cale deosebit de eficientă pentru protecția împotriva vibrațiilor.

În ceea ce privește propagarea vibrațiilor prin sol, acestea pot fi mult micșorate dacă se iau o serie de măsuri constructive ca, de exemplu: talpa agregatului să fie așezată sub fundația clădirii și izolată prin garnituri; spațiul dintre fundație și sol să fie umplut cu materiale cu impedanță caracteristică mică (pîslă, plută, rumeguș) în cazul cînd spațiul este mic; nu trebuie să se interpună ceva, dacă spațiul de aer este suficient de mare; nivelul apei freatice să fie cît mai coborît, pentru a nu crea un mediu favorabil transmiterii vibrațiilor.

Straturile amortizoare de vibrații se folosesc pentru amortizarea vibrațiilor plăcilor (de exemplu caroseria și ușile autovehiculelor, corpul navelor etc.) și constau în aplicarea pe plăcile respective a unor straturi din diverse materiale cu proprietăți amortizoare. Materialele folosite sînt în general semifluide și au la bază asfalt sau bitum amestecat cu diferiți solvenți. Acestea conțin 85—86% substanțe solide (praf metalic, nisip cernut, marnă, smoală sau alte substanțe).

La aplicarea stratului amortizor nu trebuie folosită aceeași grosime de material pe întreaga placă; grosimea stratului trebuie să varieze după nodurile și antinodurile de vibrație de pe placa respectivă (figurile lui Chladni), în funcție de condițiile de fixare a plăcii pe contur. În pozițiile antinodale, unde amplitudinile sînt maxime, este necesară o grosime mai mare a stratului amortizor.

Evident că un asemenea tratament necesită un control amănunțit al pozițiilor antinodale, care pot fi determinate cu ajutorul unor aparate denumite nodagraf.

În figura 3 se arată figurile lui Chladni determinate pentru o ușă de autovehicul și modul de aplicare a stratului amortizor (*a*—excitație la 146 Hz; *b* — excitație la 220 Hz) [1].

În afară de straturile izolatoare de vibrații se mai folosesc și pene opritoare de vibrații, avînd impedanțe mult mai mari decît ale materialului din care se efectuează construcția mecanică. Aceste opritoare pot fi piedici mai ales pentru undele de încovoiere. Efectul depinde mai ales de valoarea momentului de inerție axial al secțiunii opritorului de vibrații, în raport cu axa paralelă cu placa. Formele cele mai convenabile sînt acelea formate din bucăți masive, de secțiuni triunghiulare, trapezoidale, secțiuni *T* etc., care se montează astfel încît să fie în contact cu placa ce vibrează pe o suprafață cît

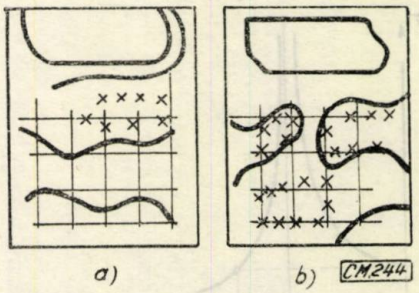


Fig. 3

mai mică (fig. 4). Asemenea pene opritoare de vibrații pot fi montate, cu bune rezultate, pe coastele navelor. Ele amortizează vibrațiile longitudinale cu 10—12 dB, iar în direcție perpendiculară cu 1—2 dB [2]. În figura 4: *1* — sursa de vibrații; *2* — opritori de vibrații; *3* — peretele navei; *4* — camera ce trebuie protejată.

Nu este indicat ca penele să fie montate în serie, deoarece în acest caz eficacitatea lor nu se însumează. Trebuie menționat că pentru o placă de grosime dată, o anumită secțiune a opritorului oprește vibrațiile de încovoiere de o anumită lungime de undă:

$$\lambda = \frac{v_i}{f} \leqslant 2\pi i_z, \qquad (2)$$

unde: v_i este viteza undelor de încovoiere în placă; f — frecvența la care trebuie asigurată amortizarea, iar i_z — raza de inerție a secțiunii transversale a opritorului în raport cu axa definită de placă, AB (fig. 4).

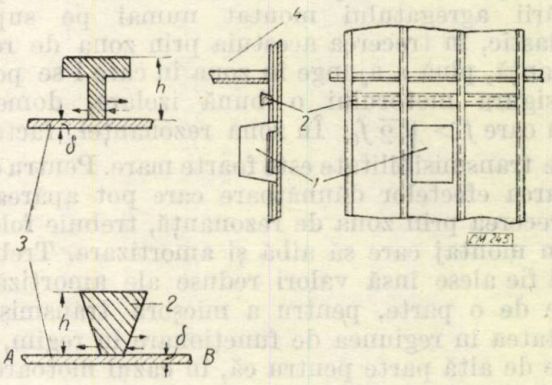


Fig. 4

Ținînd seamă de viteza C_l a undelor longitudinale în plăcile de oțel (5 000 m/s), viteza undei de încovoiere în asemenea plăci se poate scrie:

$$v_i \approx 950 \sqrt{\delta f}. \qquad (3)$$

Deoarece pentru un opritor de secțiune triunghiulară $i_z = \frac{h}{\sqrt{2}}$, ținînd seamă de (2) și (3), rezultă că înălțimea h a opritorului de secțiune triunghiulară este :

$$h = 210\sqrt{\frac{\delta}{f}}, \text{ cm},$$

unde δ este grosimea plăcii în cm. (De exemplu, pentru frecvența de 400 Hz și grosimea de 8 mm, înălțimea opritorului de formă triunghiulară este de 9 cm).

Pentru amortizarea unor efecte de rezonanță de frecvență foarte joasă se poate folosi amortizorul selectiv de frecvență, care reprezintă, de fapt, un amortizor dinamic, la care arcul este înlocuit cu un material avînd un histerezis ridicat. Un asemenea element amortizor (fig. 5) se compune dintr-o diafragmă *2* construită dintr-un material cu histerezis ridicat, așezată pe suprafața plăcii care vibrează *1*. În centrul diafragmei se așază o masă punctiformă, de exemplu din asfalt. Coroana circulară de contact dintre diafragmă și placă vibrează o dată cu aceasta, iar masa din centrul plăcii tinde să rămînă pe loc, impunînd astfel o solicitare mare la încovoiere a materialului diafragmei și determinînd astfel o amortizare ridicată. Capacitatea de amortizare este aproximativ proporțională cu masa, pînă la o anumită valoare maximă. Curbele *a* și *b* din figura 5 reprezintă atenuarea pentru două valori ale masei punctiforme.

Asemenea dispozitive pot fi folosite la amortizarea vibrațiilor de frecvență foarte joasă. Folosind pentru aceeași placă vibrantă și diferite asemenea elemente amortizoare de vibrații, este posibil a amortiza în mod selectiv, după caz, mai multe componente ale frecvenței. Asemenea elemente vibratoare selective se montează în antinoduri.

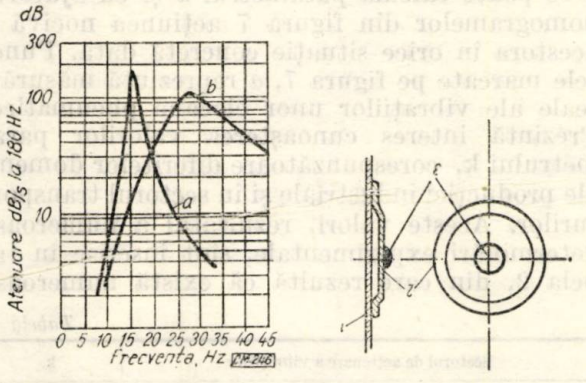


Fig. 5

Vibrațiile mai pot influența și nivelul de intensitate a zgomotului. Se știe că în condiții egale de frecvență și intensitate, acțiunea dăunătoare a zgomotului este și mai accentuată de faptul dacă zgomotul este însoțit de vibrații mecanice.

Modul de fixare a mașinii și fundația sa influențează asupra nivelului acustic al zgomotului transmis prin aer. Prezintă interes, mai ales, radiațiile sonore produse de diverse structuri și planșee, carcase, diverse tubulaturi de

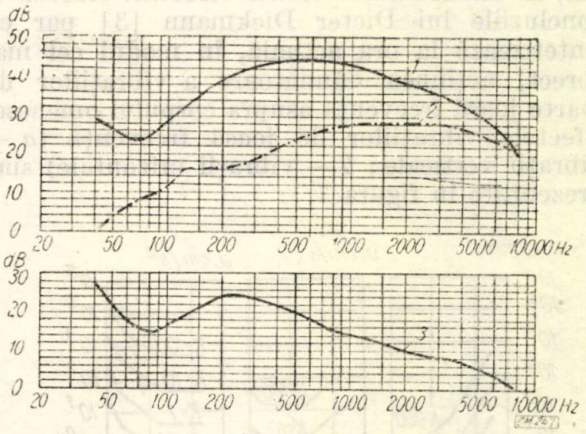


Fig. 6

legătură. Măsurările pun în evidență, în mod cantitativ, această influență, constatîndu-se că radiația solului și a pereților excitați de vibrații produce în special zgomote de joasă frecvență. Zgomotul radiat direct de mașină are o importanță mai deosebită la frecvențele înalte.

În figura 6 (*1* — nivelul intensității acustice fără strat amortizor; *2* — nivelul intensității acustice cu strat amortizor; *3* — atenuarea (dB), în funcție de frecvență) se arată influența stratului amortizor asupra nivelului intensității acustice a zgomotului unei mașini de cusut industriale, din care rezultă că pentru anumite frecvențe influența vibrațiilor este importantă.

Din exemplele enumerate rezultă legătura strînsă dintre vibrațiile mecanice produse de elementele cu care mașina vine în contact și zgomotele produse de către aceasta. Apare necesitatea imperioasă ca în studiul zgomotelor produse de o mașină sau agregat să se analizeze și condițiile de amortizare și izolare a mașinii contra vibrațiilor, determinînd vibrațiile produse de mașina respectivă.

În ceea ce privește normarea vibrațiilor cu acțiune generală, problema este mai complicată decît aceea a normării zgomotelor și a vibrațiilor cu acțiune locală. Dificultățile provin din faptul că vibrațiile provocate de procesul de lucru sînt adesea complicate, posedînd caracteristici (frecvențe, amplitudini, accelerații) extrem de variate. În plus, acțiunea vibrațiilor asupra corpului omenesc diferă și în raport cu direcția de acționare a acestora. Forma vibrațiilor, modul lor de acționare (continuu sau sub formă de șocuri), durata acționării lor, cum și faptul că vibrațiile se percep în mod diferit, în funcție de poziția corpului în timpul procesului de lucru, complică și mai mult problema. De aceea este explicabil întrucîtva faptul că între

rezultatele obținute de către diverși cercetători, care au studiat problema acțiunii vibrațiilor generale și a normării acestora, există unele diferențe.

Ținînd seamă de considerentele arătate mai sus, ca urmare a numeroase cercetări efectuate, concluziile lui Dieter Diekmann [3] par că sintetizează la ora actuală, în modul cel mai corect, acțiunea dăunătoare a vibrațiilor de foarte joasă frecvență asupra corpului omenesc. Efectele vibrațiilor de joasă frecvență (a — vibrații verticale; b — vibrații orizontale) sînt prezentate în figura 7.

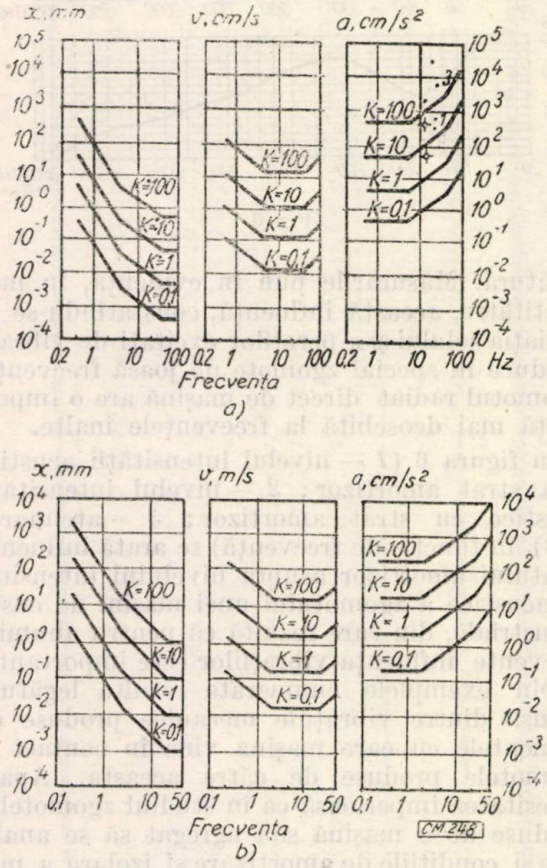


Fig. 7

Rezultatele obținute țin seamă de acțiunea vibrațiilor mecanice cuprinse între 0,5 și 100 Hz, de direcția de acționare a vibrațiilor (orizontal sau vertical) și de parametrul vibrațiilor (amplitudine, viteză, accelerație).

Gradul de nocivitate al unei anumite vibrații se determină calculînd un parametru k, care definește mărimea sarcinii în funcție de amplitudine și frecvență, cu ajutorul relațiilor:

Frecvența, Hz	Parametrul, k
sub 5 Hz,	$k = x_0 . f^2$
între 5 și 40 Hz	$k = 5 . x_0 . f \approx 0{,}8\, v$
între 40 și 100 Hz	$k = 200 . x_0$

Observații: amplitudinea în mm.

În raport cu acest parametru este stabilită influența vibrațiilor asupra modului de lucru, după cum reiese din tabela 1.

Tabela 1

Parametrul k	Sensibilitatea	Activitatea
0,1	neperceptibilă	nestînjenită
0,1—0,3	abia perceptibilă	nestînjenită
0,3—1	perceptibilă; după o acțiune de cîteva ore devine neplăcută, dar încă suportabilă	puțin stînjenită
1—3	bine perceptibilă; după o acțiune de cîteva ore devine insuportabilă	stînjenită, dar încă posibilă
3—10	neplăcută; după o acțiune de cîteva ore devine insuportabilă	puternic stînjenită, dar încă posibilă
10—30	foarte neplăcută; după 10 minute trebuie întreruptă acțiunea	puțin posibilă
30—100	neplăcută în cel mai înalt grad; după un minut trebuie întreruptă acțiunea;	imposibilă
peste 100	de nesuportat	imposibilă

Din analiza graficelor se pot trage unele concluzii:

— pentru o aceeași frecvență, acțiunea dăunătoare a vibrației crește cu parametrii vibrației (amplitudine, viteză, accelerație);

— la o aceeași amplitudine, acțiunea dăunătoare crește cu frecvența;

— pentru o aceeași accelerație, la frecvențe mai mici decît 5 Hz, acțiunea vibrațiilor este constantă, iar pentru frecvențe mai mari decît 5 Hz, acțiunea vibrațiilor scade cu creșterea frecvenței.

Prin determinarea pe cale experimentală a doi dintre parametrii vibrației f și x_0, v_0 sau a se poate calcula parametrul k și cu ajutorul nomogramelor din figura 7 acțiunea nocivă a acestora în orice situație concretă dată. Punctele marcate pe figura 7, a reprezintă măsurări reale ale vibrațiilor unor ciocane pneumatice. Prezintă interes cunoașterea valorilor parametrului k, corespunzătoare diferitelor domenii ale producției industriale și în sectorul transporturilor. Aceste valori, rezultatul a numeroase determinări experimentale, sînt înscrise în tabela 2, din care rezultă că există numeroase

Tabela 2

Sectorul de acționare a vibrațiilor	k
Secții de țesătorie, vibrații verticale	3—6
Secții de prelucrare lemn, gatere	1,7
Secții mecanice de prelucrare	0,1—1,5
Secții de laminare	pînă la 1,8
Tramvaie	6—8
Locomotive	3,8—16,5
Vagoane călători (vibrații verticale)	1,6—12,5
Vase fluviale și maritime	4,5—18

sectoare de producție industrială sau transporturi în care acțiunea vibrațiilor este dăunătoare.

În concluzie, acțiunea de combatere a vibrațiilor nu este un lux, ci o necesitate obiectivă reieșită din nevoia de asigurare a sănătății oamenilor muncii, de îmbunătățire a calității produselor și de creștere a productivității muncii.

Există metode tehnico-științifice și diferite materiale cu care se poate micșora acțiunea dăunătoare a vibrațiilor. Eficiența măsurilor de combatere a vibrațiilor este corespunzătoare dacă principiile de amortizare sînt corect aplicate și dacă măsurile sînt luate încă de la proiectare. Transmiterea vibrațiilor nu depinde numai de construcția mașinii în cauză, ci și de modul de amplasare a acesteia. Faptul că o mașină lucrează într-un caz în condiții foarte bune nu este o dovadă că prin instalarea mașinii în altă parte se vor obține aceleași rezultate. Problema combaterii vibrațiilor impune studierea fiecărui caz în parte, deoarece nu orice soluție tehnică este universal valabilă. Rezultatele depind de situația și condițiile locale. Rezultate optime în anumite situații date se pot obține numai printr-o îmbinare intimă între studiile teoretice și măsurările experimentale.

Pentru analizarea acțiunii dăunătoare a vibrațiilor trebuie neapărat măsurați doi parametri: frecvența și unul dintre ceilalți parametri ai vibrațiilor (accelerația, deplasarea sau viteza), în raport cu tipul aparatului folosit. De asemenea, trebuie precizată și direcția de acționare a vibrațiilor. O atenție deosebită trebuie dată vibrațiilor avînd mai multe grade de libertate și amortizării șocurilor.

În ceea ce privește normarea vibrațiilor, aceasta nu este încă definitivată pe plan internațional și orice măsurări complete efectuate pot duce la o contribuție în lămurirea acestei probleme.

O dată cu stabilirea limitelor admisibile pentru intensitatea vibrațiilor trebuie precizate și condițiile de măsurare. Avînd în vedere interdependența dintre zgomote și vibrații, măsurile luate pentru amortizarea vibrațiilor aduc o contribuție importantă și la reducerea zgomotului.

Trebuie dată o atenție deosebită la alegerea și folosirea corectă a materialelor antivibratile, acestea avînd anumite domenii optime de frecvență la care pot fi folosite.

O problemă căreia trebuie să i se dea atenție este problema tipizării anumitor dispozitive. Ar trebui realizate o serie de amortizoare de vibrații, cu caracteristici și domenii de folosire bine precizate, care să poată fi folosite în raport cu necesitățile impuse de anumite situații concrete.

Uzinele producătoare de mașini și agregate care generează vibrații prin produsele lor trebuie să urmărească cu strictețe respectarea normelor cu privire la limitarea nivelurilor de intensitate ale vibrațiilor. Aceste măsuri se referă atît la proiectare (alegerea judicioasă a parametrilor de funcționare și a materialelor, concepție etc.), cît și la fabricație (echilibraj perfect static și dinamic, mărirea gradului de precizie în uzinarea pieselor). Mașinile și agregatele generatoare de vibrații trebuie să aibă precizate la livrare toate caracteristicile necesare studiului acestora (mase, gabarite, turații, poziția centrelor de greutate etc.), cum și nivelul zgomotului produs la bancul de probă, în anumite condiții în care se efectuează măsurările.

Pentru aprecierea calității unui motor sau agregat trebuie să figureze și nivelul de intensitate a vibrațiilor și a zgomotului produs de acesta.

În combaterea vibrațiilor, un rol deosebit revine atît celui ce se ocupă cu instalarea mașinilor la locul de utilizare, cît și celui care le utilizează.

În cazul cînd există surse de vibrații produse de un număr mare de mașini (mașini-unelte, războaie de țesut, mașini de filat, ventilatoare etc.) trebuie să se ia în considerare două probleme esențiale adesea neglijate:

— cunoașterea exactă a direcției de acționare a forțelor de inerție (verticale, orizontale sau în alte direcții);

— cunoașterea frecvențelor proprii ale clădirilor industriale, înainte de montarea mașinilor.

La montarea mașinilor trebuie să se țină seamă, în afară de procesul tehnologic, și de frecvențele proprii ale clădirilor în care se montează. Utilizarea în mod mecanic a unui coeficient de impact de 25—100% pentru cazul solicitărilor dinamice este necorespunzătoare de cele mai multe ori și în mod special pentru cazul în care forțele de inerție ale mașinilor acționează orizontal. Se poate arăta de exemplu că asupra unui zid avînd grosimea d cm și înălțimea h m, o aceeași forță de inerție P, în cazul cînd aceasta are o direcție de acționare orizontală, produce un efort unitar de 6 h ori mai mare decît în cazul în care aceasta ar acționa vertical. În cazul unui zid cu înălțimea de 8 m și grosimea de 50 cm, acest raport este de aproximativ 100.

Numai printr-o aplicare corectă a principiilor de amortizare și izolare a vibrațiilor se va putea contribui la reducerea acțiunii dăunătoare a acestora.

---

[1] *Cyril, M. Harris*. Handbook of noise control. New York, 1957. [2] *Kliukin, I. I.* Boriba c şumom i zvukovoi vibraţiei na sudah. Leningrad, Cyd-prom. Giz., 1961. [3] *Dieckmann Dieter*. Zur Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. În: VDI Berichte, Band 35, 1959, p. 117—121.

CZ 621.873.7

O nouă soluție constructivă în domeniul macaralelor-portal

ION BĂLĂNESCU

Pe linia Directivelor trasate de Congresul al III-lea al P.M.R. privind ridicarea nivelului tehnic al agregatelor, s-a studiat și realizat de către colectivul uzinei „Vulcan" o macara-portal de mare tonaj, prezentînd o serie de soluții tehnice originale.

În cadrul construcției de macarale trebuie să se țină seamă de faptul că acestea sînt mașini mobile care, pe lîngă o funcționare sigură, trebuie să fie ieftine și să prezinte un preț de exploatare cît mai redus. În plus, orice utilizare nerațională a materialelor în construcția unei astfel de mașini duce la imobilizarea unor cantități de metal pe o perioadă destul de lungă (25—50 de ani).

Posibilitățile de reducere a consumului de metal la construcția macaralelor și podurilor rulante au fost analizate [1], reieșind că pentru același coeficient de siguranță, pe lîngă utilizarea unui material superior, trebuie să se apeleze și la construcții cu caracter nou. Un exemplu concludent și care ilustrează modul cum pot fi realizate dezideratele menționate îl constituie construcția unei macarale-portal de mare tonaj în cadrul uzinei „Vulcan".

Macaraua este destinată să lucreze în exterior, pentru deservirea unui depozit de produse finite. Greutatea maximă a unei piese este de 60 t, cu o înălțime maximă de 3,6 m, lungimea putînd ajunge pînă la 20,00 m.

Principalele caracteristici funcționale ale macaralei sînt următoarele :

sarcina la cîrligul principal, $Q = 60$ t;
sarcina la cîrligul auxiliar, $q = 5$ t;
viteza de ridicare pentru cîrligul principal, $v_1 = 2$ m/min;
viteza de ridicare la cîrligul auxiliar, $v_4 = 8$ m/min;
viteza de deplasare a căruciorului, $v_2 = 20$ m/min;
viteza de deplasare a macaralei, $v_3 = 60$ m/min;
electromotorul principal; $N_1 = 23$ kW, 750 rot/min;
electromotorul pentru deplasarea căruciorului, $N_2 = 7{,}5$ kW, 1 000 rot/min;
electromotorul pentru deplasarea macaralei, $N_3 = 4 \times 23$ kW, 750 rot/min;
înălțimea de ridicare, $h = 8{,}0$ m;
lungimea efectivă de lucru, 50 m;
presiunea maximă pe roata macaralei, $P_R = 25$ t;
greutatea totală, 161 t.

Construcția metalică a unei macarale cu astfel de dimensiuni și care este solicitată dinamic necesită soluții constructive simple, ușoare și rigide, asigurîndu-se în același timp și condițiile pentru un proces tehnologic de execuție ieftin (sudura automată sub flux).

Pentru realizarea acestor condiții s-au studiat, pe lîngă soluțiile clasice, și o serie de soluții originale.

De la început, soluția preconizată a fost grinda de tip cheson, soluție care permite îmbinarea unei rigidități corespunzătoare, cu un consum redus de metal și cu un proces tehnologic de sudare automată.

În tabela 1 sînt reprezentați indicii tehnico-economici ai secțiunilor curente reieșite dintr-un calcul de predimensionare.

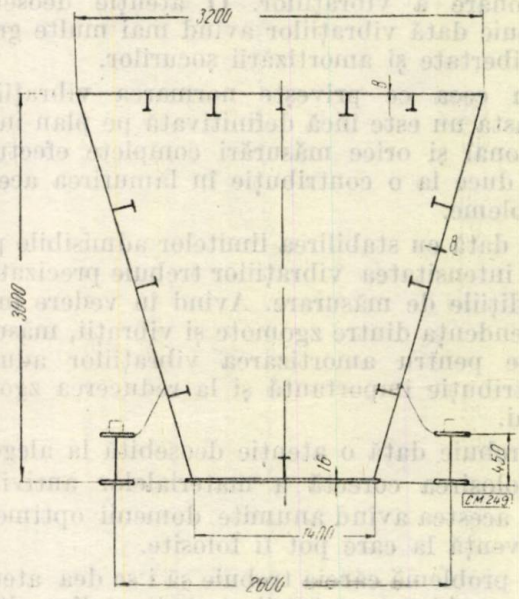
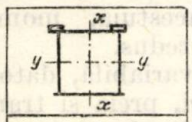
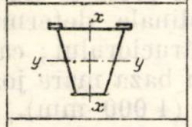
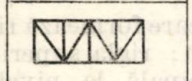
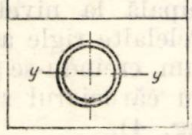


Fig. 1

Din analiza acestor date reiese clar că soluția tubulară permite o utilizare optimă a materialului [2]. Totuși, o astfel de grindă produce

Tabela 1

Nr.	Secțiunea	Grosimea, mm	I_y, cm⁴	W_y, cm³	Greutatea, t/m	m³/m	Obs.
1		10	9 897 000	94 500	1,10	11,5	
2		8	24 109 000	93 000	0,98	12,6	
3		profil			1,34	11,0	
4		10	16 050 000	93 000	0,85	10,8	

o serie de dificultăți constructive la fixarea căilor de rulare și a picioarelor de sprijin.

Profilul care asigură o utilizare rațională a materialului este profilul cu secțiunea trapezoidală, care permite o serie de soluții constructive simple și, în același timp, din punct de vedere tehnologic, asamblarea elementelor prin sudare sub flux, procedeu de mare productivitate.

În funcție de aceste considerente s-a ales secțiunea trapezoidală cu baza mică în jos pentru grinda principală, căile de rulare fiind dispuse la nivelul tălpii inferioare, fiind fixate de grindă prin suporți; grinda, sprijinită pe două picioare, este formată dintr-un cheson realizat din tablă subțire, având dimensiunile indicate în figura 1 (secțiunea centrală).

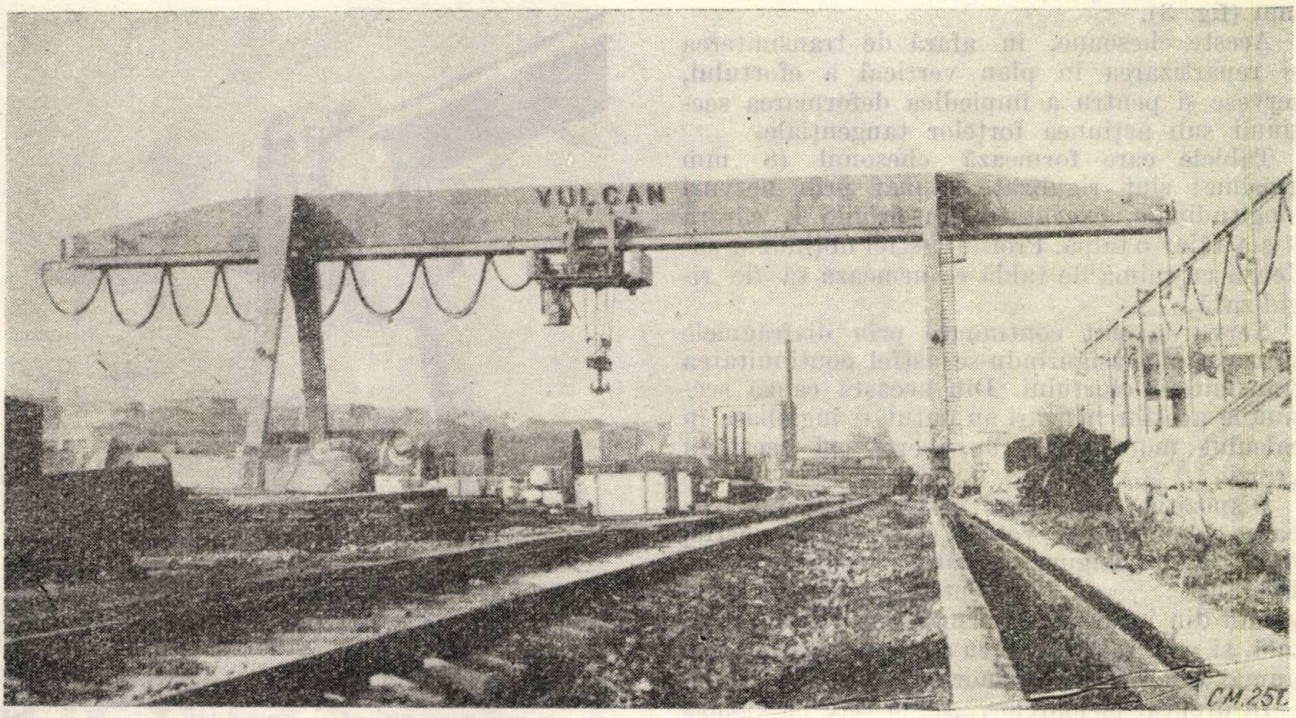


Fig. 2

Către capete, înălțimea consolei se reduce la 1,6 m, aspectul general al macaralei reieșind din figura 2. Căruciorul rulează pe două căi de secțiune dublu T, executate din platbenzi de oțel sudate sub flux.

Căile de rulare sînt dispuse la nivelul inferior al chesonului, cu un ecartament de 2,6 m.

Construcția grinzii principale fiind realizată din tablă subțire, eforturile căilor de rulare sînt transmise grinzii prin intermediul

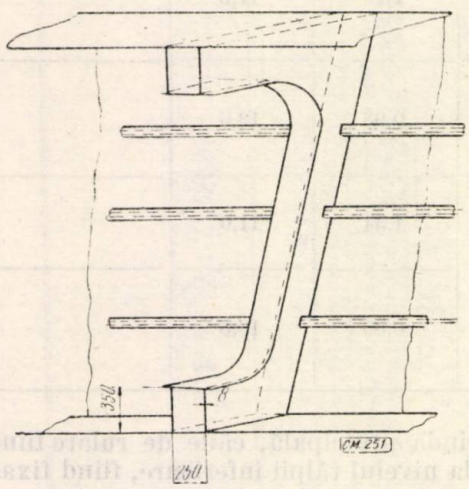


Fig. 3

unor console dispuse la 4,5 m. În interiorul grinzii, în dreptul acestor console, sînt dispuse chesoane-diafragmă, cu secțiunea de 350×250 mm (fig. 3).

Aceste chesoane, în afară de transmiterea și repartizarea în plan vertical a efortului, servesc și pentru a împiedica deformarea secțiunii sub acțiunea forțelor tangențiale.

Tablele care formează chesonul (8 mm grosime) sînt rigidizate numai prin nervuri longitudinale, executate din profile I, cărora li s-a tăiat o talpă. Profilul astfel obținut se sudează cu inima de tablă ce urmează să fie rigidizată.

Nervurile sînt continuate prin diafragmele transversale, asigurîndu-se astfel continuitatea transmiterii efortului. Din această cauză secțiunile acestor nervuri au putut fi înglobate în calculul momentului de inerție al secțiunii grinzii.

Dispoziția nervurilor a fost realizată pe baza calculului la voalaj (DIN 4011), astfel încît să se asigure următorii coeficienți de siguranță : $\gamma = 1{,}25$, pentru solicitările provenite din încărcarea normală și cea accidentală, și $\gamma = 1{,}35$ m pentru solicitările provenite numai din încărcarea normală.

În dreptul picioarelor, grinda este prevăzută cu cîte un inel de întărire mai lat, executat din tablă de 12 mm grosime, puternic nervurat și care asigură concentrarea eforturilor în vederea transmiterii acestora la reazeme.

Grinda este susținută de două picioare în formă de cadre închise, executate din tablă de 10 mm grosime.

Un picior are lățimea transversală constantă de 750 mm, iar celălalt picior are lățimea transversală variind de la 750 mm, la partea inferioară, pînă la 1 600 mm, la partea superioară. Piciorul cu secțiunea constantă joacă rol și de picior mobil, deplasarea fiind asigurată de elasticitatea acestuia, momentul de inerție respectiv fiind redus.

Piciorul de secțiune variabilă, datorită rigidității transversale mari, preia și transmite la șină eforturile longitudinale determinate de vînt sau de frînarea căruciorului ; cadrul respectiv este un trapez cu baza mare jos (13 000 mm), iar cea mică sus (4 000 mm).

Înălțimea chesonului care formează rigla superioară este de 1 600 mm ; rigla superioară este fixată de grinda principală la nivelul tălpii superioare respective. Celelalte rigle au o înălțime constantă de 750 mm, creîndu-se gabaritul de liberă trecere pentru căruciorul suspendat sub talpa inferioară (fig. 4).

Spațiul interior al picioarelor este accesibil, atît pentru execuția sudurilor diafragmelor în timpul montajului, cît și pentru întreținere în cursul exploatării.

La colțurile inferioare, tablele laterale sînt întărite la 25 mm grosime, formînd lagărul pentru bolțul traversei mecanismului de translație.

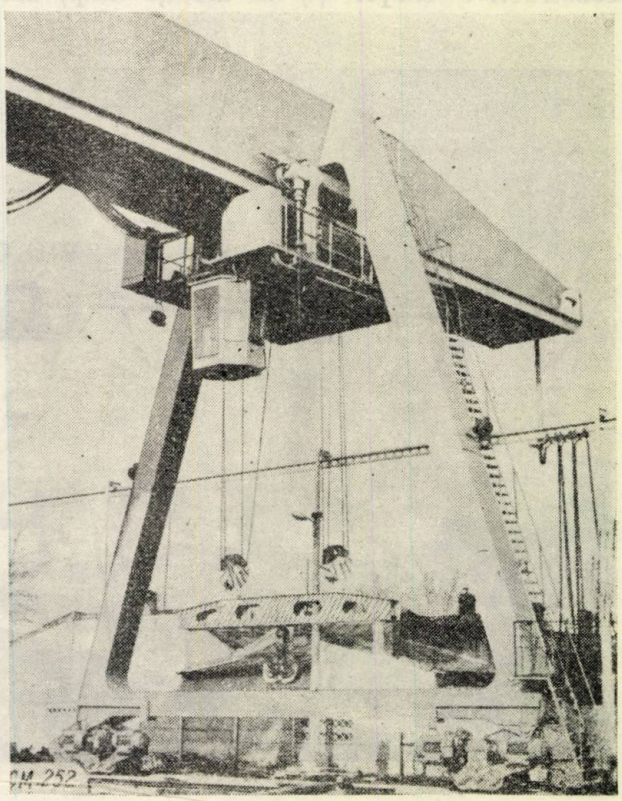


Fig. 4

Pentru accesul la cărucior s-a prevăzut pe piciorul mobil o scară (la 70°) prevăzută cu două balustrade tubulare și o platformă intermediară de acces, la nivelul platformei căruciorului (+11,050 m) ; accesul în interiorul grinzii se realizează de pe o platformă supe-

rioară (la +14,15 m), printr-o ușă ovală de 780 mm × 1 180 mm, practicată în peretele lateral, la jumătatea superioară a grinzii. Mișcarea de translație este asigurată de patru grupuri mecanice identice (fig. 5).

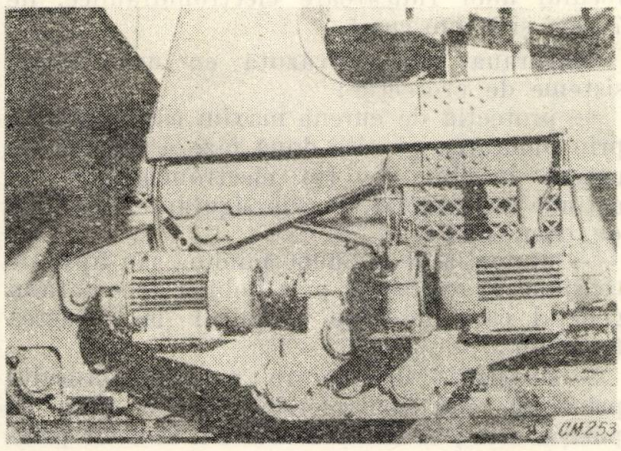


Fig. 5

Sincronizarea celor patru grupuri se realizează prin doi arbori electrici, paraleli cu axa longitudinală, comandați simultan. Fiecare grup este prevăzut cu cîte un generator de sincronizare.

Grupul este compus din două boghiuri, un boghiu motor și un boghiu liber, legate între ele printr-o traversă metalică cu cîte un bolț de 100 mm diametru.

Traversa metalică este legată, la rîndul ei, de piciorul macaralei prin intermediul unui bolț de 150 mm diametru, executat din oțel aliat. Atît boghiul, cît și traversa sînt executate din tablă de oțel de 10 mm, formînd chesoane asamblate prin sudură, deschise la partea inferioară.

Roțile de rulare, de 600 mm diametru, sînt executate din oțel slab aliat, avînd axul montat pe rulmenți oscilanți cu role, dispuși în carcase de tip colțar.

Axele roților de rulare de la boghiul motor sînt cuplate prin intermediul unor cuplaje cu dinți, cu reductorul de translație fixat prin intermediul unor console, montate lateral pe boghiu, în interior.

Reductorul, avînd trei trepte (una conică și două cu dantură dreaptă) și un raport de reducere 1/24, are carcasa executată din tablă de oțel, palierele pe rulmenți, roțile dințate fiind executate din oțel aliat îmbunătățit.

Carcasa este astfel proiectată încît permite montarea electromotorului de antrenare (23 kW), a generatorului de sincronizare (23 kW), cum și a frînei, pe talpa superioară. Atît electromotorul de antrenare, cît și sincronizatorul sînt cuplate cu arborele principal al reductorului prin cuplaje cu dinți. Pe cuplajul electromotorului este montată o frînă cu bacuri (400 mm diametru), acționată de un ridicător electrohidraulic tip CMR, și strînsă cu un arc.

Sistemul de montaj al boghiului prin bolțuri permite un montaj și demontaj rapid.

Pentru asigurarea macaralei împotriva deplasării sub acțiunea vîntului sînt prevăzuți patru clești de șină. Cleștii sînt acționați manual și dezvoltă, prin strîngere, un efort orizontal de 3 t, care, împreună cu efortul de 16 t, dezvoltat de frînele mecanismului de translație, asigură macaraua la o presiune a vîntului de 100 kgf/cm^2. Cleștii sînt fixați de grinda inferioară (orizontală) a picioarelor printr-o construcție realizată din țevi.

Tot pe această grindă, în axa ei, se montează cele patru tampoane cu arc, înălțimea fiecărui tampon de la șină fiind de 1 700 mm.

Tampoanele sînt calculate pentru un efort de 5 t/bucată și au o cursă de 1 000 mm. Cursa respectivă asigură o decelerație de 0,5 m/s^2, valoare inferioară celei realizate de acțiunea frînelor mecanismului de translație.

Pentru construcția căruciorului s-au luat în considerare următoarele condiții :

— soluția constructivă a macaralei impunea un tip de cărucior suspendat ;

— fiind necesar să se manevreze piese de gabarite mari și lungi, se impunea utilizarea unei traverse ;

— piesele trebuind a fi manevrate cu grijă, era necesar ca vitezele de lucru să fie cît mai reduse ;

— din cauza lungimii mari a macaralei, comanda trebuia să fie făcută dintr-o cabină montată pe cărucior ;

— mecanismul căruciorului trebuia să fie complet capsulat pe rulmenți și cu o greutate proprie cît mai scăzută.

Căruciorul are un cadru metalic de formă paralelipipedică, realizat din chesoane de tablă de oțel, de 10 mm grosime, avînd o secțiune rectangulară de 200 × 300 mm. Cîte două chesoane verticale sînt legate la partea superioară prin cîte o grindă cap, executată din tablă de 8 mm grosime.

În interiorul ramei inferioare a cadrului și în axul longitudinal se află montat mecanismul de ridicare, compus dintr-un reductor cu trei trepte ($i = 1/200$), dispus longitudinal, și a cărui carcasă, executată din tablă de oțel de 10 mm grosime și asamblată prin sudură, constituie, în același timp, un element de rezistență.

Roțile dințate ale treptei I—II au dantura dreaptă, iar dantura ultimei trepte este în V ; materialul este din oțel 41MoC11 tratat termic.

Axele sînt prevăzute cu rulmenți cu bile. Arborele primar este cuplat cu electromotorul de ridicare (23 kW—750 rot/min) printr-un cuplaj cu dinți, pe a cărei carcasă este fixată o șaibă pe care acționează o frînă cu bacuri,

(Ø 400 mm) electrohidraulică, similară celei de la mecanismul de translaţie.

Pe arborele de ieşire sînt montaţi cei doi tamburi (Ø 700 mm), executaţi din tablă de oţel sudată şi cuplaţi cu arborele reductorului prin cîte un cuplaj cu dinţi.

Prin intermediul a două cabluri (Ø 30 mm), care formează fiecare, împreună cu rolele traversei şi rola de întoarcere, cîte un palan cu patru fire, se leagă traversa. Traversa este prevăzută cu un cîrlig dublu central de 60 t, şi două cîrlige laterale de 30 t dispuse la 6 m distanţă, permiţînd manipularea atît a pieselor de lungime mare, cît şi a sarcinilor concentrate. Traversa este un cheson (400×600 mm) din tablă groasă de 10 mm, deschis la capete şi în centru pentru a permite montarea cîrligelor.

La partea superioară a traversei sînt fixate, prin intermediul unor buloane, palanele compuse fiecare din cîte două role de cablu (Ø 800 mm), montate pe rulmenţi şi fixate în carcase sudate.

Mecanismul de deplasare a căruciorului este compus din patru roţi de rulare identice cu cele ale mecanismului de translaţie al macaralei, montate în grinzile cap, la un ampatament de 2 800 mm. Două dintre aceste roţi, cîte una pe fiecare grindă cap, sînt antrenate prin intermediul unui grup conic vertical şi al unui arbore tubular orizontal de către grupul motor (reductor 1/22, cuplă elastică, frînă electromagnetică monofazică cu diametrul de 200 mm, electromotor cu inele colectoare 7,5 kW, 1 000 rot/min).

Reductorul are carcasa din tablă de oţel, palierele pe rulmenţi şi roţile dinţate cu dantură dreaptă, executate din oţel carbon.

Pe capetele grinzilor cap sînt montate cu şuruburi, tampoane cu arc.

Momentul de frînare realizat de frînă, fiind suficient pentru asigurarea căruciorului la presiunea maximă a vîntului, nu s-au mai prevăzut alte dispozitive de fixare.

Cabina de comandă este de tipul cu mare vizibilitate fiind prevăzută în acest scop cu geamuri pe toată înălţimea. Geamurile din faţă şi din spate se pot deschide pentru a permite aerisirea şi curăţarea geamurilor laterale.

Accesul în cabină se face de pe platforma de susţinere printr-un capac (Ø 800 mm) şi o scară tubulară.

Scheletul mecanic al cabinei este realizat din profile din tablă de 2 mm grosime, îndoite la presă şi asamblate prin sudură.

Macaraua este acţionată de electromotoare tip macara, cu inele colectoare, alimentate cu curent alternativ la 380 V.

Printr-o combinaţie judicioasă a parametrilor constructivi, numărul tipurilor electromotoare a putut fi redus numai la două, şi anume 23 kW, 750 rot/min şi 7,5 kW, 1 000 rot/min. Comanda din cabină a electromotoarelor este indirectă, controlerii acţionînd asupra circuitelor bobinelor contactoarelor.

Ca generator de sincronizare este prevăzut la fiecare grup cîte un electromotor de 23 kW, 750 rot/min.

Acţionarea frînelor se realizează prin intermediul unor ridicătoare electrohidraulice, de 75 kgf şi 5 mm cursă.

Macaraua este prevăzută cu următoarele sisteme de protecţie :

— protecţia de curent maxim este realizată prin montarea pe cîte două faze a releelor de curent maxim, de tip electromagnetic, cu acţiune instantanee, şi prin siguranţele fuzibile de tipul LF1 ;

— protecţia de tensiune minimă sau lipsa de tensiune se realizează prin bobina automatului general care deschide circuitul la scăderea tensiunii ;

— dispozitiv de blocare a întreruptorului principal cînd controlerele nu sînt puse pe poziţia zero ; această blocare s-a realizat printr-un contact montat în fiecare controler, care este închis numai pe poziţia zero ; contactele de blocare sînt montate în serie cu bobina întreruptorului principal şi scurtcircuitate cu un contact normal deschis de întreruptorul principal ;

— dispozitiv de întrerupere a curentului la deschiderea uşii de acces pe cărucior, realizat prin două întreruptoare acţionate unul de capacul cabinei şi altul de uşa de intrare pe platformă ;

— dispozitiv de blocare a macaralei la vînt, realizat printr-un anemometru cu contacte electrice ; la o viteză a vîntului de 20 m/s, acul indicator decuplează un contact electric normal în serie cu bobina automatului general care, decuplat, determină strîngerea frînelor de la mecanismul de translaţie ;

— dispozitiv de blocare a macaralei pe şină printr-un limitator de tip maşină-unealtă care, la blocarea macaralei cu cleşti, nu permite cuplarea automatului principal şi deci pornirea macaralei ;

— fiecare mişcare este protejată prin limitatoare de cursă : limitatorul de cursă al cîrligului, de tipul cu şurub, acţionat direct de tambur, şi limitatoare de cursă pentru cărucior şi macara, de tipul cu pîrghie.

Pentru asigurarea unor bune condiţii de lucru s-au prevăzut mai multe sisteme de iluminare :

— iluminarea cîmpului de lucru prin cinci reflectoare de 500 W, montate pe talpa inferioară a ramei ;

— iluminarea căii de rulare prin patru reflectoare, montate cîte unul pe fiecare picior (spre exterior) ;

— iluminarea pentru acces prin cîte patru lămpi de 60 W, amplasate pe scară, cu comandă din cabină şi de jos ;

— iluminare pentru marcarea gabaritului (patru lămpi de 60 W, comandate din cabină);

— iluminare pentru cabină printr-o lampă de plafon de 60 W.

Ca semnalizare acustică s-au prevăzut: un clopot cu motor, fabricație „Electroaparataj" și un claxon.

Comanda semnalizării se face prin butoane de picior sau permanent, printr-un comutator de la tabloul de semnalizare.

Pentru supravegherea funcționării instalației electrice este prevăzut în cabină un tablou de semnalizare optică.

Încălzirea cabinei se face printr-un radiator electric de 500 W, 42 V, montat sub blocul de comandă.

Pentru reparații s-a prevăzut o priză de lucru de 24 V, alimentată de la un transformator.

Alimentarea cu energie electrică atît a macaralei propriu-zise, cît și a căruciorului, se realizează prin cablu flexibil izolat, agățat de cărucioare care circulă pe o cale de rulare. Alegerea acestui sistem a fost dictată de necesitatea asigurării funcționării în condiții optime și în cursul iernii. Situația locală a permis montarea căii de rulare a cărucioarelor cablului de alimentare al portalei la cota + 9,5 m, ceea ce asigură o săgeată maximă a cablului, în cazul cărucior lîngă cărucior, de 7,5 m. Lungimea efectivă a căii este de 170 m, fiind necesare pentru această lungime 14 cărucioare portcablu. Calea de rulare este executată dintr-un profil I24, expandat la 320 mm înălțime, avînd talpa superioară rigidizată în plan orizontal. Aceasta este susținută de console executate din oțel I20, sudate pe stîlpi din țeavă cu secțiune variabilă, dispuși la 10 m distanță.

Pe talpa inferioară a profilului căii de rulare circulă cărucioarele portcablu, formate dintr-o ramă din oțel lat pe care se sprijină, prin intermediul unor șei din aluminiu, cele trei cabluri de alimentare de curent, tip MCG 3 × 35 mm. La partea superioară a ramei sînt fixate axele a patru roți de rulare (Ø 120 mm) pe rulmenți.

Cărucioarele portcablu sînt legate între ele printr-un cablu zincat (Ø 7,5 mm) pentru a descărca conductoarele electrice de efortul de tracțiune. În acest scop, cablul de oțel are o lungime desfășurată mai mică (cu circa 500 mm) decît cablul electric.

Pentru alimentarea căruciorului se utilizează același sistem de cărucioare portcablu, care însă rulează pe un profil I sudat pe talpa inferioară a macaralei.

Din cauza numărului mare de cabluri (23), acestea sînt dispuse pe două etaje.

Pentru a se putea utiliza complet deschiderea consolei, calea de rulare a sistemului de alimentare a căruciorului se scoate în consolă cu o lungime echivalentă cărucioarelor portcablu.

Avînd în vedere importanța, cum și dimensiunile neobișnuite ale acestui utilaj, a fost necesar ca și procesul tehnologic de montare să fie întocmit tot de colectivul de proiectanți.

Montajul, defalcat pe faze succesive, este descris în continuare, unele dintre faze fiind ilustrate prin figuri.

Montajul începe cu asamblarea prin nituire a celor trei tronsoane ale grinzii principale și prin montarea căilor de rulare ale căruciorului, inclusiv a celor două tampoane aferente părții opuse pe unde se execută montajul căruciorului, fază redată în figura 6.

Se montează patru stîlpi de montaj și se execută legarea palanelor de o traversă specială pentru montaj, dispusă sub prima diafragmă din interior.

Detaliile acestei instalații sînt redate în figura 7, unde se arată partea inferioară a stîlpilor de montaj și traversa specială.

Cu ajutorul a patru trolii se începe ridicarea grinzii, care se oprește la circa 3 m înălțime, introducîndu-se căruciorul, montîndu-se și celelalte două tampoane ale căii de rulare.

După ridicarea grinzii la înălțimea de 13,8 m

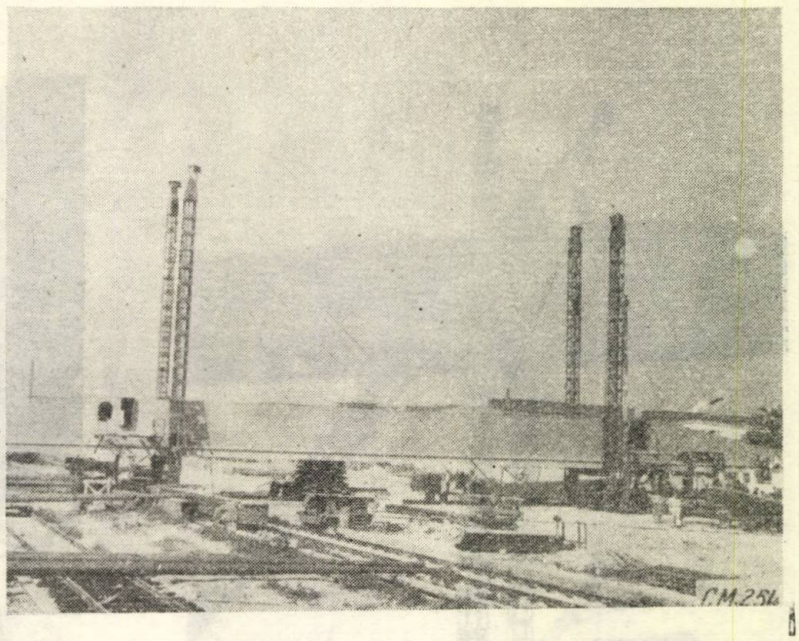


Fig. 6

(talpa inferioară), se trece la montarea elementelor picioarelor fixe și mobile cu ajutorul unei macarale auto (7,5 t sarcină), la montarea traversei inferioare, executîndu-se apoi centrarea și nituirea elementelor.

Aceste faze sînt reprezentate în figurile 8, 9 și 10.

Se montează grupurile de translație și, după verificarea cotelor principale de asamblare (ecartament, diagonale și perpendicularitate), se lasă construcția pe boghiuri, asigurîndu-se legătura cu bolțul și macaraua pe cale.

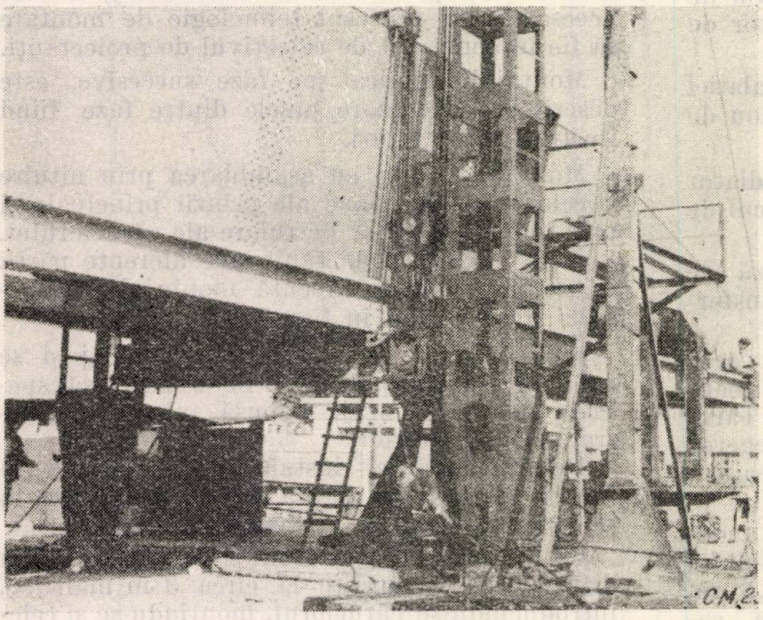


Fig. 7

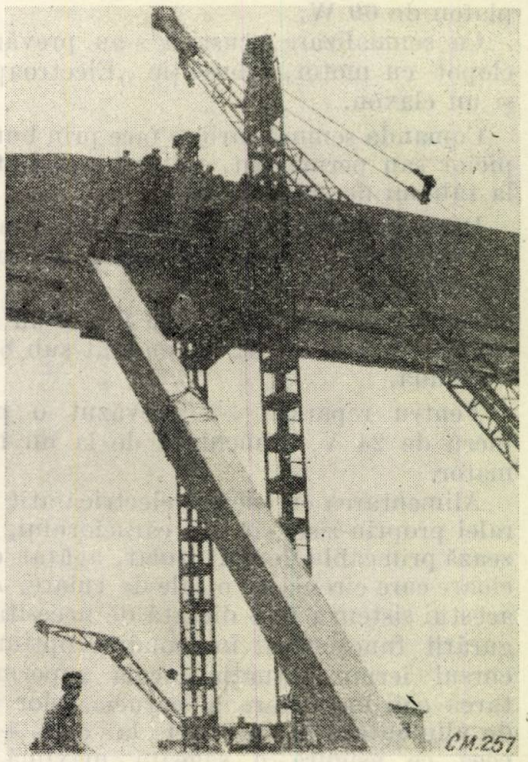


Fig. 9

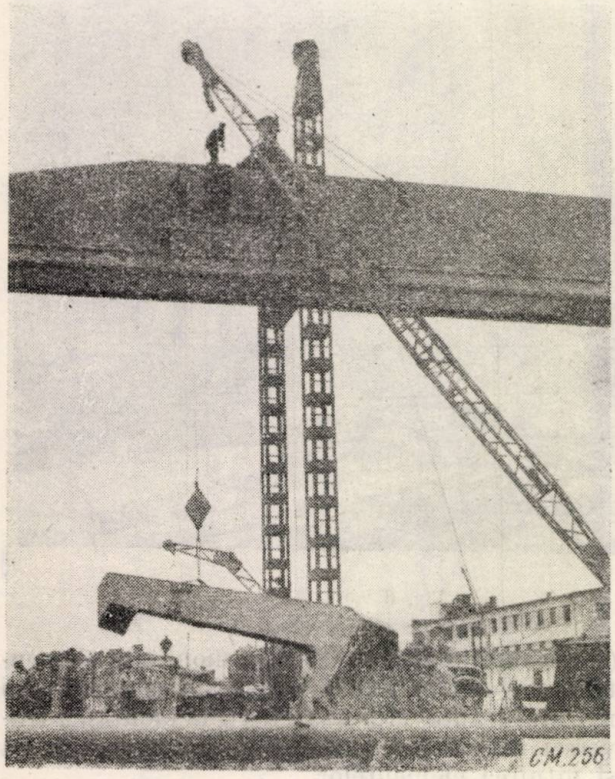


Fig. 8

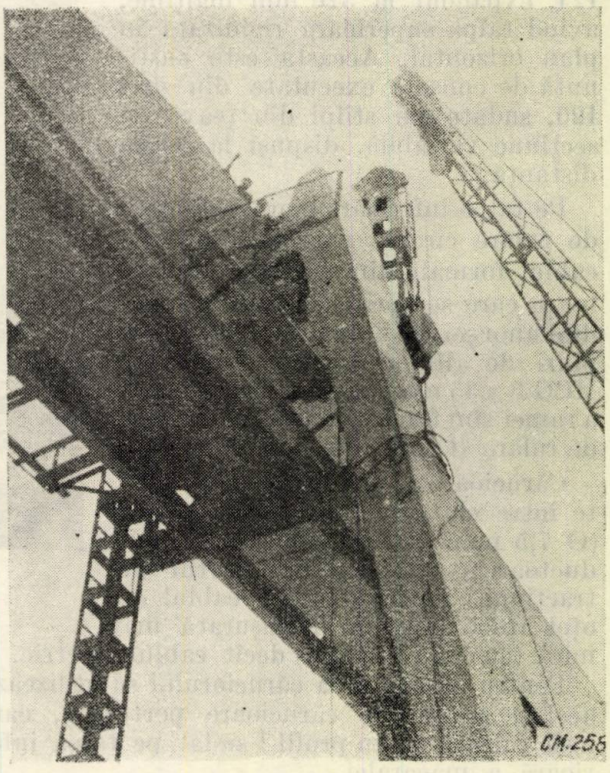


Fig. 10

Se procedează la demontarea stîlpilor, traverselor și ancorajelor speciale pentru montaj.

Se execută în continuare montajul grupului de translație (reductor + electromotoare, cuplaje și frîne).

Tot în acest timp se completează construcția metalică, cu scările și podețele de acces montate pe piciorul mobil, tampoanele și cleștii de șină.

Se procedează la montajul cabinei și al traversei cu cîrlige, pe cărucior.

Se execută montarea instalației electrice pe pod și a liniei principale de alimentare cu curent.

Montajul se încheie prin probe și încercări.

Realizarea acestei macarale-portal, al doilea exemplar în Europa de acest tip constructiv (grindă cheson cu secțiune trapezoidală, executată din tablă subțire) dovedește înalta tehnicitate a industriei construcției de mașini din R.P.R.

Primul exemplar este o macara-portal de 2×150 t sarcină și 86,5 m deschidere, construită pentru șantierul naval Cockerill din Belgia de către firma C.H. Jucho din Germania, dată în exploatare la începutul anului 1963.

Realizarea aproape în paralel a acestor două exemplare, cum și utilizarea unor soluții constructive similare, demonstrează nivelul tehnic al industriei noastre constructoare de mașini, din punctul de vedere atît al concepției, cît și al tehnologiei de execuție.

---

[1] *Bălănescu, I.* Căile reducerii greutății proprii la podurile rulante. In : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 6, 1960. [2] *Büttner, G.* și *Czub, H.* Konstruktive und technologische Voraussetzung für den Wirtschaftliche Einsatz der UP Schweissung in Stahlbau. In : Schweisstechnik, nr. 9—10, 1960, p. 329. [3] *Behrenbeck, P.* și *von der Fenn, H.* 300 t. Werftportalkran mit 86,5 m Spannweite in geschweisster Kastenbauweise. In : Der Stahlbau nr. 9. 1961, p. 283. [4] *Behrenbeck, P.* și von der *Fenn, H.* Fertigung transport und Montaje eines 300 t Werftportalkranes mit 86,5 m Spannweite. In : Der Stahlbau, nr. 5, 1963, p. 150.

Tehnologie

CZ 621.791.75 :629.128(498)

Încercări de sudare automată sub flux pe stand electromagnetic flexibil la Șantierul naval Galați

SORIN FOLTEANU și VIRGIL CIOBOTARU

O condiție de mare importanță pentru obținerea unei cusături de calitate la sudarea automată cap la cap, sub flux, a panourilor din table cu margini neprelucrate o constituie sprijinirea tablelor.

Una dintre metodele cele mai eficiente de sprijinire constă în așezarea tablelor cu rostul pe o pernă de flux, presată, de obicei, cu ajutorul aerului comprimat. Un dezavantaj care apare la acest fel de sprijinire este faptul că, în timpul sudării, tablele se pot ridica de pe perna de flux datorită deformațiilor provenite din încălzire, și că fluxul nu este presat uniform pe lungimea îmbinării, datorită deformațiilor inițiale.

În consecință, au apărut diferite soluții constructive de standuri electromagnetice rigide care au rolul de a menține îmbinarea tablelor pe perna de flux în timpul procesului de sudare.

Aceste soluții prezintă însă dezavantajul că nu înlătură posibilitatea desprinderii tablelor de perna de flux decît prin mărirea apreciabilă a forței de atracție magnetică, mărind deci prețul de cost al instalației.

Pornind de la aceste considerente, la Șantierul naval Galați s-a construit un stand electromagnetic flexibil, care să urmărească toate deformațiile tablelor, atît cele inițiale, cît și cele apărute la sudare.

Acest stand este format din mai multe linii magnetice montate pe platourile de sudare fără a fi fixate de acestea, pentru a permite astfel reglarea distanței dintre ele.

Prima variantă experimentală de linie magnetică era formată din două rînduri de curburi găurite, cu cîte un singur conductor electric pe rînd. Cu această linie de dimensiuni reduse (circa 3 m lungime) s-au executat primele probe, s-au studiat și experimentat regimurile de lucru și au fost observate fenomenele care apar în timpul sudării. Forța portantă fiind însă redusă, apăreau deficiențe în ceea ce privește calitatea cusăturii. În consecință s-au construit mai multe linii cu cîte doi conductori de curent pe un rînd, dezvoltînd o forță portantă mult mai mare, de circa 200 kgf/element.

Suportul inițial al acestei linii, care apare în figura 1, prezintă o formă constructivă defectuoasă, elementele putîndu-se bloca din cauza fluxului și a zgurei ce pătrunde între ele și pereții laterali ai suportului. Din această cauză, forța de atracție scade apreciabil, linia magnetică devenind rigidă.

Soluția existentă a rezolvat inconvenientele, construcția prezentîndu-se ca în figurile 2 și 3. Pe un suport 1, format dintr-un profil U cu două platbenzi 2 în interior, se așază elemen-

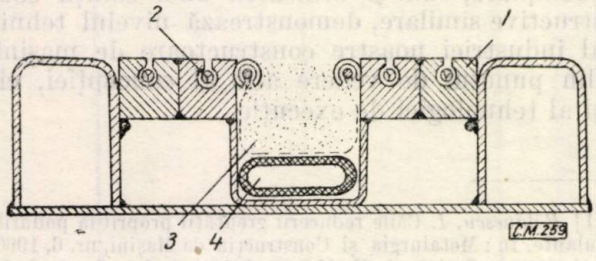


Fig. 1

tele electromagnetice 3. Elementele sînt confecționate din OL38, avînd cîte două canale pentru conductorii electrici. Canalele sînt

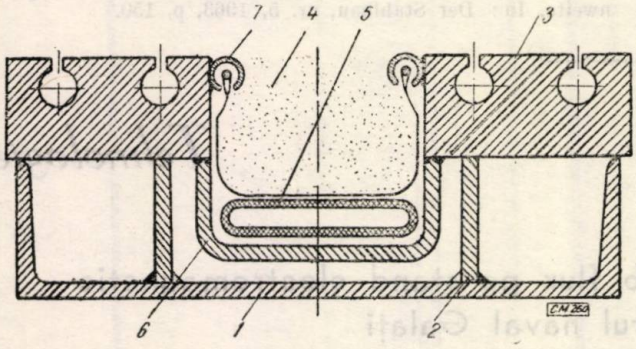


Fig. 2

tăiate în partea superioară, pentru ca fluxul magnetic format în jurul conductorului să se închidă prin tablele așezate pe element.

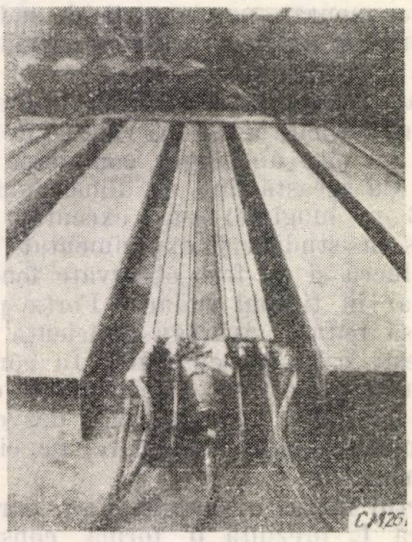


Fig. 3

Perna de flux este susținută de o pînză de velă 4, de lungimea liniei, fixată prin intermediul unor urechi de prindere 7, sudate de fiecare element. Presarea fluxului pe table este realizată cu un furtun cauciucat 5. Conductorul electric este multifilar și se izolează cu bandă de bumbac impregnată cu lac.

Întrucît liniile electromagnetice se montează pe platoul de sudare, între acestea se așază suporți pentru sprijinirea tablelor, avînd o înălțime cu 2 mm mai mică decît nivelul elementelor. Acești suporți servesc și ca protecție pentru liniile electromagnetice.

Alimentarea cu aer comprimat a furtunului care presează perna de flux se face de la instalația halei, folosindu-se un reductor cu manometru. Racordarea furtunului la reductor se face printr-un tub flexibil de cauciuc, pentru a permite modificarea distanței dintre linii.

Standul este alimentat de la o rețea de curent continuu, folosindu-se două generatoare GES-500 legate în paralel, pentru un grup de linii și un generator pentru mai multe posturi de 1 000 A, pentru alt grup de linii. S-a recurs la această soluție pentru că nu au existat alte surse (se preferă redresoare).

Sudarea pe stand electromagnetic flexibil, așa cum se execută în șantier, se utilizează pentru două game de dimensiuni: pentru tablă subțire de 1,5 — 4 mm și pentru table mai groase de 5 — 14 mm.

Sudarea cap la cap a tablelor subțiri se face pe o singură parte a panoului cu obținerea simultană a rădăcinii. Metoda aceasta a reclamat numeroase experimentări pînă cînd s-a putut pune la punct, necesitînd respectarea strictă a regimului de sudare și a factorilor care influențează indirect sudarea.

În primul rînd, pregătirea și asamblarea tablelor pentru sudare au o mare importanță. Tablele trebuie corect tăiate pe lungime și curățate bine de rugină sau de alte impurități. Asamblarea lor trebuie făcută cu cea mai mare grijă, respectînd rostul necesar pentru formarea corectă a cusăturii. Deoarece prinderea cu puncte de sudură a tablelor între ele se face numai la capete, nu este admisă denivelarea tablelor la locul de îmbinare; ea poate fi preîntîmpinată numai dacă tablele sînt perfect plane.

Importantă este și pregătirea utilajului pentru sudare: liniile electromagnetice trebuie să fie plane, abaterea nedepășind $\pm$ 2 mm, perna de flux înainte de introducerea aerului să fie la înălțimea suprafețelor de lucru ale elementelor, să se verifice sursele de alimentare etc.

Din practica sudării pe standul electromagnetic flexibil a tablelor subțiri printr-o singură trecere s-a constatat că, pentru evitarea fenomenului de saturare magnetică, trebuie să se așeze două platbenzi de oțel cu grosimea de 4 — 5 mm, deasupra tablelor de sudat în regiunea elementelor electromagnetice. Aceste platbenzi au o lungime egală cu cea a liniei, lăți-

mea lor fiind aproximativ cît cea a elementelor. Numai după întrunirea tuturor acestor condiții se poate trece la sudare.

Utilajul de sudare folosit este o instalație automată cu tractor tip TS-17-M-U, sursa de alimentare constituind-o unul sau două generatoare GES-500; numărul lor este funcție de valoarea necesară a curentului de sudare.

Regimurile de lucru apar în tabela 1 pentru diferite grosimi de tablă subțire.

Tabela 1

Grosimea tablei, mm	Diametrul sîrmei electrodului, mm	Rostul, mm	Lungimea liberă a sîrmei electrod, mm	Polaritatea	Curentul de sudare, A	Tensiunea de sudare, V	Viteza de înaintare a sîrmei, m/h	Viteza de sudare, m/h	Presiunea aerului la perna de flux, kgf/cm²
1,5	2	1 —1,5	20	directă	240—250	28—30	139	34,5	0,7—0,8
2	2	1 —1,5	20	directă	280—300	30—32	189	34,5	1,1—1,3
3	2	2,5—3	20	directă	350—370	32—34	239	34,5	1,4—1,6
4	3	2,5—3	20	directă	520—540	30—32	189	40,5	0,9—1,1

Pentru urmărirea permanentă a regimului de lucru, utilajul este dotat cu aparate de măsură (voltmetru, ampermetru și manometru) montate cît mai vizibil. Aspectul locului de muncă în timpul executării procesului de sudare se vede în figura 4.

Fig. 4

Toate condițiile arătate contribuie la obținerea unei calități corespunzătoare a cusăturilor sudate, cu condiția ca materialele folosite să fie de cea mai bună calitate.

Materialul de bază este, de obicei, OL38 sau St 3S (după GOST). Drept material de adaos se folosește sîrma S10X cuprată. Fluxul pentru sudare este AN-348-A sau Z41 de granulație fină; pentru sprijinirea tablelor se folosește, de asemenea, flux AN-348-A de granulație fină.

Deoarece fluxul primit din import are, în general, o granulație medie sau mare, pentru obținerea granulației dorite s-a recurs la măcinarea într-un concasor. Prin măcinare, fluxul își păstrează calitățile.

La probele de sudare automată cap la cap pe o singură parte, cu obținerea simultană a rădăcinii, pe standul electromagnetic flexibil s-au obținut îmbinări sudate de bună calitate, aspectul exterior și dimensiunile geometrice corespunzînd normelor interne. În figura 5 apare o cusătură pe partea supusă sudării,

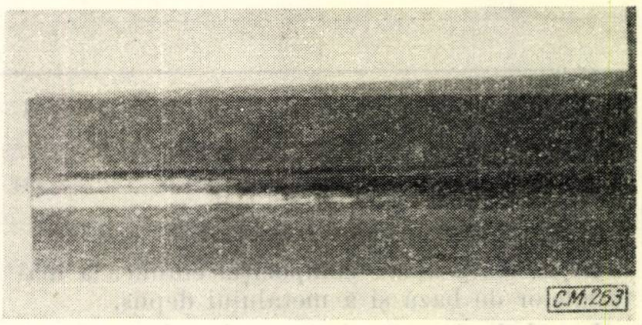


Fig. 5

iar în figura 6, rădăcina obținută simultan pe partea opusă.

Rezultatele analizei chimice și ale încercărilor mecanice pentru table St3S de 3 mm

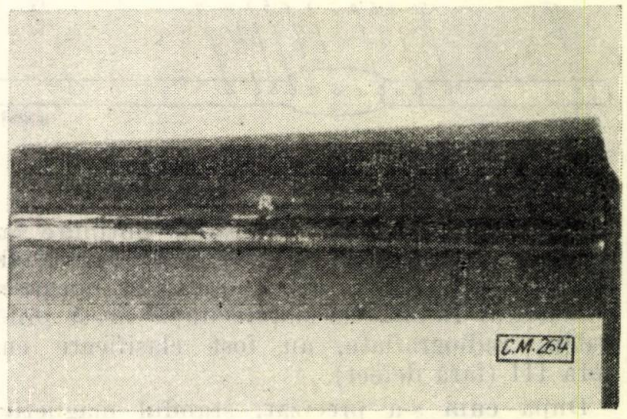


Fig. 6

grosime, sudate automat pe o singură parte, cu obținerea simultană a rădăcinii, pe standul electromagnetic flexibil sînt date în tabelele 2, 3 și 4.

Tabela 2

Elementele	Compoziția chimică, %		
	metal de bază St3S	sîrmă electrod S10X	metal depus sudură de îmbinare
Carbon	0,17	0,097	0,12 ; 0,11
Mangan	0,48	0,44	0,81 ; 0,80
Siliciu	0,20	0,02	0,28 ; 0,29
Sulf	0,025	0,036	0,023 ; 0,030
Fosfor	0,020	0,020	0,025 ; 0,018

Tabela 3

Numărul epruvetei	Caracteristici mecanice		
	rezistența la rupere, σ_r kgf/mm²	locul unde s-a produs ruperea	îndoire la rece cu 180°
1	43,8	metal de bază	bună
2	44,1	metal de bază	bună
3	42,0	metal de bază	bună
4	43,8	metal de bază	bună

În tabela 2 apare compoziția chimică a materialelor de bază și a metalului depus.

In tabela 3 se prezintă rezultatele încercărilor mecanice ale epruvetelor îmbinărilor cap la cap, sudate pe o singură parte, cu obținerea simultană a rădăcinii, iar valorile durității, în tabela 4.

Punctele de determinare a durității apar în figura 7.

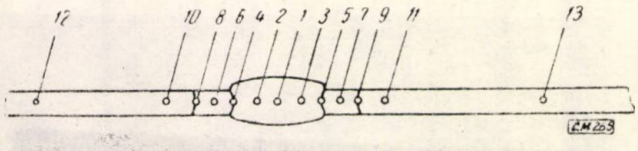


Fig. 7

După cum se vede, rezultatele obținute la sudarea tablelor subțiri corespund registrului maritim U.R.S.S. și se încadrează în normele de sudură. Îmbinările sudate după acest procedeu, radiografiate, au fost clasificate cu nota III (fără defect).

După cum s-a precizat, standul magnetic este folosit și pentru sudarea tablelor mai groase. Cusătura se obține în acest caz prin două treceri. La prima trecere, pe o parte a panoului se obține o pătrundere de 85 — 100% din grosimea tablei, cea de a doua trecere, pe partea cealaltă, fiind utilizată numai pentru completare și tratament termic.

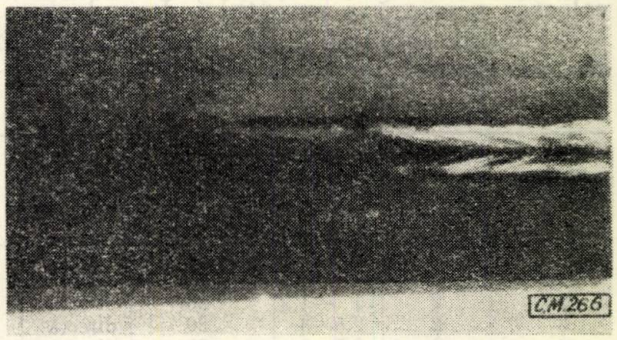


Fig. 8

Aspectul cusăturii după prima trecere apare în figura 8, care reprezintă cordonul pe partea supusă sudării și în figura 9, care reprezintă rădăcina înainte de executarea celei de-a doua treceri.

Tabela 4

Numărul încercării	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Duritate HB	169	150	127	141	125	132	130	123	127	125	121	106	106

Datorită aplicării metodei descrise s-au redus complet defectele determinate de nepătrundere și, de asemenea, a apărut posibilă reducerea numărului punctelor de prindere a tablelor la asamblarea pentru sudare.

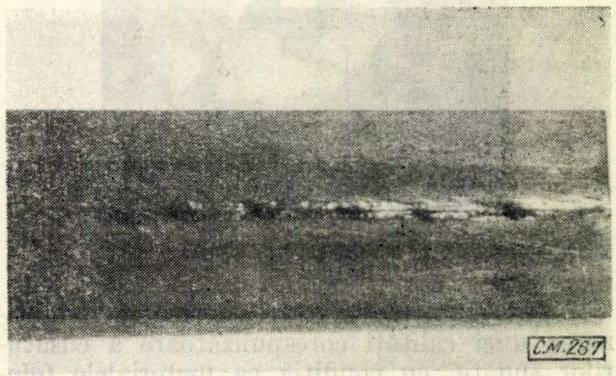


Fig. 9

Regimurile de sudare sînt cele folosite și la sudarea pe pernă de flux, fără linie magnetică, mărindu-se numai rostul dintre table. La com-

pletarea rădăcinii se foloseşte o viteză de sudare mai mare, deoarece pătrunderea este asigurată de la prima trecere.

Metoda de sudare pe stand electromagnetic flexibil este o metodă care se bucură de o apreciere tot mai largă, atît în ţară, cît şi în străinătate, standul electromagnetic flexibil fiind brevetat ca invenţie R. P. R. (autori Berescu Gheorghe şi Traian Albu de la SNG).

La Şantierul naval Galaţi această metodă este destul de extinsă, iar în viitor numărul liniilor magnetice va creşte pentru a face faţă la toate îmbinările cap la cap sudate automat.

De asemenea, se vor continua experimentările pentru extinderea sudării pe o parte, cu obţinerea simultană a rădăcinii şi la table mai groase.

CZ 621 48 :621.51(09)

Concepţia de dezvoltare în perspectivă a tehnologiei în fabricaţia de motoare şi compresoare, la Uzinele „Timpuri noi"

VALENTIN COSOROABĂ

Aplicarea în producţie, în măsură tot mai largă a proceselor tehnologice moderne asigură, pe de o parte, creşterea productivităţii muncii şi, pe de altă parte, perfecţionarea tehnică a produselor fabricate.

Preocupările în legătură cu introducerea progresului tehnic sub aspect tehnologic se manifestă în toate compartimentele de fabricaţie: turnătorie, tratamente termice, prelucrări mecanice, montaj, rodaj şi vopsitorie.

Construcţia motoarelor şi compresoarelor pune probleme deosebit de importante din punct de vedere tehnologic, în special, în domeniul prelucrărilor mecanice, probleme care devin dificile în cadrul fabricaţiei de serie mică, deoarece introducerea liniilor tehnologice şi a maşinilor-unelte speciale, care să asigure precizia cerută prelucrărilor mecanice în cazul fabricaţiei respective, duce adesea la investiţii neeconomice.

Rezolvarea problemelor complexe legate de prelucrările mecanice se poate face în cadrul tehnologiei de grup care se impune ca bază ştiinţifică a organizării moderne a producţiei. Tehnologia de grup constă în normalizarea şi unificarea proceselor tehnologice, a elementelor, cum şi a întregului echipament tehnologic.

Metoda prelucrării de grup este bazată pe clasificarea pe grupe a pieselor care trebuie prelucrate astfel încît în cadrul aceleiaşi grupe să fie necesare utilaje de acelaşi tip, dispozitive comune, cum şi reglaje comune ale maşinilor-unelte.

Prelucrarea de grup se poate utiliza atît pentru o anumită categorie de operaţii ale grupei respective, cît şi pentru executarea completă a grupei respective de piese, creîndu-se, în acest caz, o linie tehnologică de grup.

Tehnologia de grup permite încărcarea multilaterală şi completă a unor utilaje, ca: maşini-unelte speciale, semiautomate, automate şi chiar agregate, impuse de precizia de prelucrare necesară la fabricaţia de motoare şi compresoare.

În secţia de prelucrări mecanice a uzinelor „Timpuri noi", aşezarea maşinilor-unelte fiind făcută pe grupe de maşini (raboteze, maşini de găurit, strunguri, freze etc.) şi neexistînd posibilitatea micşorării volumului de producţie pentru o anumită perioadă de timp, trecerea la organizarea procesului de producţie, după tehnologia de grup, ridică probleme dificile, amplificate de faptul că sortimentele fabricate sînt instabile.

În faţa acestei situaţii s-a procedat simultan la: întocmirea unui proiect de ansamblu al amplasării utilajelor în secţia prelucrări mecanice, după tehnologia de grup; proiectarea şi execuţia unor linii tehnologice de grup pentru biele şi arbori mici, cu caracter experimental.

Proiectul de ansamblu a fost întocmit pentru programul de fabricaţie al anului 1965.

Structura organizatorică a acestei secţii a fost stabilită prin acest proiect astfel:

— Se execută în cadrul secţiei toate operaţiile de prelucrări prin aşchiere (indicate în desenul de execuţie), inclusiv îndepărtarea muchiilor ascuţite rezultate prin aşchiere, operaţie efectuată în prezent în cadrul secţiei de montaj.

— Se execută toate operaţiile de montare şi demontare ce intervin între operaţiile de aşchiere; pentru a se evita transporturile intermediare, probele de presiune la cartere, blocuri cilindri etc. se realizează chiar în cadrul secţiei.

Aceste probleme tehnico-organizatorice ale secţiei de prelucrări mecanice prezintă o deosebită importanţă, mărind în acelaşi timp responsabilitatea conducătorilor tehnici respectivi.

Tehnologia adaptată a luat în considerare : specificul constructiv al pieselor de motoare și compresoare, cum și condițiile tehnice necesare de realizat ; mărimea seriei de fabricație ; asigurarea calității și interschimbabilității pieselor ; economicitatea fabricației ; încărcarea optimă a utilajelor ; încărcarea optimă a suprafețelor existente.

Din analiza tuturor reperelor și în funcție de tehnologia pieselor reprezentative din fiecare grup a reieșit posibilitatea organizării următoarelor linii tehnologice de grup :

atelierul I

— linia de cartere și blocuri mari ;

— linia de cartere și blocuri mici, cilindri, cămăși de cilindri, chiulase și volanți ;

atelierul II

— linia de biele și cuzineți ;

— linia de pistoane ;

— linia de arbori cotiți și axe cu came ;

— linia de roți dințate și supape ;

atelierul III

— linia de strunguri revolver și automate, în care se vor prelucra toate piesele din programul de fabricație, la care se poate adapta o astfel de tehnologie ;

— linia de piese diverse, unde se vor prelucra restul pieselor din programul de fabricație (flanșe, capace, bucșe, axe).

În scopul reducerii maxime a consumului de muncă și pentru asigurarea calității și interschimbabilității pieselor, s-au adaptat, în afara mașinilor-unelte cu caracter universal, și utilaje speciale ca : strunguri revolver cu comandă program, mașină de frezat pentru manetoanele arborilor cotiți, strung pentru axele cu came, mașină de rectificat axele cu came, mașină pentru alezat biele cu patru broșe, mașină pentru alezat umerii pistonului, mașină pentru rodat supape de compresor, mașină de broșat, strunguri cu dispozitive hidraulice de copiat, strunguri cu comandă program cu dispozitiv electronic de copiat etc.

În vederea reducerii maxime a consumului de muncă se vor instala și mașini agregat cum sînt : mașină agregat pentru alezarea blocurilor de motoare Diesel mari, mașina agregat pentru prelucrarea antecamerelor din chiulase, mașina agregat cu două axe pentru alezarea suprafețelor bielelor.

Introducerea în fabricația de serie mică a acestor mașini speciale și mașini agregat nu a fost posibilă decît prin organizarea fabricației pentru tehnologia de grup.

Din calculul consumului de muncă normat pe baza tehnologiei pieselor reprezentative și apoi cu ajutorul diagramelor coeficientului de raportare a consumului de muncă, a reieșit un consum specific de 209 h/mașină pentru tona de piese prelucrate la nivelul producției anului 1965 (tabela 1).

Tabela 1

Linia tehnologică	Consum specific de muncă, ore mașină/tonă
Cartere și blocuri mari	90,8
Chiulase și cartere mici — cilindri — cămăși cilindri — volanți	98,8
Biele — cuzineți	662
Pistoane	226
Arbori cotiți — axe cu camă	197
Roți dințate — supape	249
Diverse	244
Strunguri revolver automate	1 142
Consum specific de muncă : ore mașină/tonă	209

Cheltuielile de regie se vor urca relativ puțin, cu 25%.

Costul prelucrărilor mecanice pe tona de piese prelucrate va scădea în anul 1965 cu circa 45%, față de anul 1962.

Pentru a ilustra scăderea consumului de muncă se redă în tabelele 2a și 2b, variația

Tabela 2 a

Reperul	Denumirea reperului	Timpul de prelucrare 1963, min	Timpul de prelucrare 1965, min	Diferența, min
D50.02.01	arbore cotit	1 511	705	806
D110.04.01	ax cu came	767	329	438
D110.05.06	piston	90	33	57

timpilor unitari pentru prelucrarea mecanică totală (tabela 2a) și pentru cîte două operații specifice (tabela 2b), la arborele cotit al motorului D50, la axul cu came D110 și la pistonul D110, în situația din 1963 și după tehnologia de grup, din 1965, pe mașinile-unelte prevăzute în proiectul de ansamblu.

Uzinele „Timpuri noi" au realizat la sfîrșitul anului 1962 liniile tehnologice de grup pentru biele și arbori cotiți mici, cu utilajele existente. Realizarea acestor linii tehnologice s-a făcut cu cheltuieli minime și are un caracter experimental, atît pentru elaborarea, cît și pentru aplicarea tehnologiei de grup.

Cele șapte luni de funcționare a acestor linii tehnologice au precizat o serie de rezultate concludente în special în ceea ce privește scurtarea ciclului de fabricație. Executarea tuturor operațiilor în cadrul aceluiași atelier a făcut să crească simțul de răspundere al conducătorilor locurilor de muncă, realizîndu-se o însemnată reducere a ciclului de fabricație. De exemplu, pentru bielele D110, de la 25 de zile, cît era ciclul de fabricație înainte de organizarea liniilor tehnologice, s-a ajuns la 8—12 zile, în funcție de variația sortimentelor din planul de producție (fig. 1). De aici rezultă că

Tabela 2b

Denumirea operațiilor	Mașina universală pe care se executa în 1963	Timp unitar 1963, min	Mașina specială pe care se va executa în 1965	Timp unitar 1965, min
Arbore cotit				
— Strunjirea de eboșare și finisarea manetoanelor	strung normal MVE H-340	540	mașină de frezat manetoane tip FKW 225	28
— Frezarea brațelor pentru fixarea contragreutăților	freza verticală tip TOSS	70	freză specială cu 2 axe bilaterale	15
Ax cu came				
— Rectificat profil came	mașină de rectificat rotund, normală, cu dispozitiv	189	mașină de rectificat came RSCS-BKK-15	64
Piston				
— Strunjit exterior, cap și canale	strung normal TOSS H. 210	23	strung mult-cuțit semiautomat U.R.S.S.-Md. 1722	2
— Strunjit finisare gaura bolțului	strung normal S3	5	mașină de alezat gaura bolț bilaterală U.R.S.S.-ZPS Md. 2A 715	2

aplicarea tehnologiei de grup va duce la îmbunătățirea ritmicității.

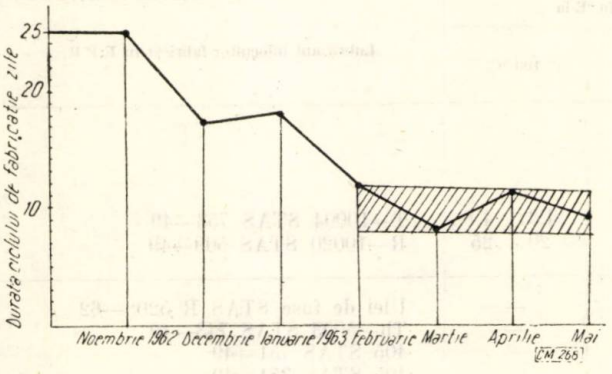


Fig. 1

Manopera unitară nu a scăzut prea mult întrucît s-au montat numai mașini-unelte existente și s-au folosit în majoritate SDV-urile existente, acestea nefiind amortizate complet pentru a se introduce SDV-urile de grup (tabela 3 — dinamica manoperei pentru prelucrarea bielelor).

Tehnologia de grup permite introducerea unor metode tehnologice noi. Astfel s-a putut realiza pregătirea fabricației pentru prelucrarea ovală a segmenților cu diametre de 100—140 mm, folosind în majoritate același echipament tehnologic.

Tabela 3

Denumirea reperului	Manopera unitară după tehnologia veche 1962, min	Manopera unitară pe linie tehnologică de grup cu modificări mici la echipamentul tehnologic 1963, min	Manopera unitară pe linie tehnologică de grup și cu SDV—uri de grup 1965, min
Biela D110—05.01.01	265	245	178
Biela D6-31.05.01	203	185	165
Biela C6-C9-04.01.01	197	183	170
Biela S6-S15	150	123	98

Volumul relativ mare al pregătirii fabricației, necesar pentru aplicarea acestui procedeu tehnologic modern, se amortizează pe o serie mai mare de fabricație, prețul de cost fiind menținut între limite admisibile.

Concepția modernă de perfecționare a tehnologiei în secția de prelucrări mecanice, cum și în celelalte secții ale uzinei, asigură pătrunderea continuă a progresului tehnic în procesul de producție, condiție esențială pentru creșterea productivității muncii și îmbunătățirea indicilor tehnico-economici ai motoarelor și compresoarelor fabricate.

CZ 621.892.2

Contribuții la identificarea lubrifianților prescriși pentru ungerea utilajelor importate din Vest

C. CREȚULESCU

Pentru dezvoltarea continuă a industriei noastre se importă tot felul de utilaje, dintre care unele din Vest.

Pentru deservirea utilajelor din ultima categorie se folosesc într-o mare măsură produsele firmelor „Shell Petroleum Co" și „Mobil Oil". Ele sînt citate în aproape toate instrucțiunile de întreținere și în prospectele sau cărțile mașinilor și motoarelor importate din Vest.

În majoritatea datelor referitoare la ungere, cuprinse în documentația întocmită de întreprinderile constructoare apusene care ne livrează diferite utilaje, nu sînt însă redate caracteristicile fizico-chimice ale lubrifianților și nici nu sînt menționați — decît foarte sumar, uneori — aditivii încorporați pentru ameliorarea calității lubrifianților. Acest fapt îngreuiază o comparație cu lubrifianții fabricați în țara noastră și împiedică indicarea precisă a unor lubrifianți romînești înlocuitori.

În scopul facilitării acestor operații s-au alcătuit, pe baza datelor amintite, tabelele 1 și 2, în care se prezintă echivalența unor lubrifianți „Shell Petroleum Co" și respectiv „Mobil Oil" cu lubrifianți din R.P.R.

Tabela 1 a

Denumirea lubrifiantului străin și proprietățile lui	Sortul	Viscozitatea în °E la			Lubrifiant înlocuitor fabricat în R.P.R.
		20 °C	50 °C	100 °C	
Uleiuri minerale					
Lubrifianți reziduali compoundați cu viscozitate mare :					
Shell Cardium Compound	A	—	—	4.3...4,8	T—10004 STAS 753—49
Shell Cardium Compound	B	—	—	20...25	R—10020 STAS 509—49
Shell Carnea Oil :	21	—	2,1	—	Ulei de fuse STAS R 5208—62
— Uleiuri minerale rafinate și compoundate	25	—	2,7	—	Tb—5003 STAS 743—49
	31	—	4,5	—	405 STAS 751—49
	35	—	6	—	405 STAS 751—49
	41	—	7,5	—	408 STAS 751—49
	51	—	10,3	—	410 STAS 751—49
	69	—	14,5	—	413 STAS 751—49
	71	—	18	—	419 STAS 751—49
	72	—	21	—	419 STAS 751—59
Shell Clavus Oil :					
— Uleiuri bine rafinate, stabile din	17	—	1,8	—	Ulei de fuse STAS R 5207—62
punct de vedere chimic, cu punct	27	—	2,9	—	403 STAS 751—49
scoborît de congelare	29	—	3,8	—	403 STAS 751—49
De asemenea, uleiuri compoundate de aceeași calitate	33	—	5,3	—	405 STAS 751—49
	37	—	6,3	—	405 STAS 751—49
Shell Macoma Oil :	33	—	5	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv pentru extremă presiune
— Uleiuri cu aditivi speciali pentru presiuni înalte (aditivi EP)	39	—	7	—	Ulei 408 STAS 751—49 + aditiv pentru extremă presiune
	68	—	10	—	Ulei 410 STAS 751—49 + aditiv pentru extremă presiune
	69	—	11,7	—	Ulei 410 STAS 751—49 + aditiv pentru extremă presiune
	72	—	14,5	—	Ulei 413 STAS 751—49 + aditiv pentru extremă presiune
	75	—	24	—	Ulei 423 STAS 751—59 + aditiv pentru extremă presiune
	76	—	30	—	Ulei V—10004 STAS 387—49 + aditiv pentru extremă presiune

continuare tabela 1a

Denumirea lubrifiantului străin și proprietățile lui	Sortul	Viscozitatea în °E la 20°C	Viscozitatea în °E la 50°C	Viscozitatea în °E la 100°C	Lubrifiant înlocuitor fabricat în R.P.R.
Shell Talona Oil : — Uleiuri HD (Heavy Duty) ce lucrează în condiții severe avînd aditivi anticorosivi, antioxidanți și detergenți	20	—	6	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	30	—	8,5	—	Ulei 408 STAS 751—49 + aditiv anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	40	—	13,5	—	Ulei 413 STAS 751—49 + aditiv anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	50	—	18,5	—	Ulei 419 STAS 751—49 + aditiv anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
Shell Tellus Oil : — Uleiuri minerale bine rafinate cu aditivi împotriva oxidării, a coroziunii, a spumării și pentru creșterea onctuozității	15	—	1,7	—	Ulei de fuse STAS R 5208—62 + aditiv antispumant + aditiv antioxidant
	23	—	2,5	—	Ulei Tb—5003 STAS 742—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
	27	—	3,0	—	Ulei 403 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
	29	—	4	—	Ulei 403 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
	33	—	5,5	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
	41	—	8	—	Ulei 408 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
	69	—	10	—	Ulei 410 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
	75	—	24	—	Ulei 423 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
Shell Turbo Oil : — Uleiuri puternic rafinate cu aditivi împotriva oxidării, a coroziunii și a depunerilor de sedimente	27	—	3	—	Ulei 403 STAS 751—49 + aditiv
	29	—	4,2	—	anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	33	—	5,2	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv
	37	—	6,8	—	anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	41	—	8	—	Ulei 408 STAS 751—49 + aditiv anticorosiv + aditiv antioxidant + aditiv detergent
Shell Talpa Oil : — Uleiuri rafinate selectiv, rezistente la oxidare, la formarea de emulsii și la formarea reziduurilor de cocs	20	—	6,5	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	30	—	9	—	Ulei 408 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	40	—	13,5	—	Ulei 413 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	50	—	18	—	Ulei 419 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv detergent
	60	—	22,5	—	Ulei 423 STAS 751—49 + aditiv antioxidant + aditiv detergent
Shell Vitrea Oil : — Uleiuri minerale puternic rafinate	21	—	2	—	Ulei de fuse STAS R 5208—62 + aditiv antioxidant
	27	—	3	—	Ulei 403 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	31	—	4,3	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	33	—	5,3	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	37	—	6,5	—	Ulei 405 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	41	—	8	—	Ulei 408 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	69	—	10	—	Ulei 410 STAS 751—49 + aditiv antioxidant

continuare tabela 1a

Denumirea lubrifiantului străin și proprietățile lui	Sortul	Viscozitatea în °E la 20°C	50°C	100°C	Lubrifiant înlocuitor fabricat în R.P.R.
Shell Vitrea Oil: — Uleiuri minerale puternic rafinate	72	—	14,5	—	Ulei 413 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	73	—	18	—	Ulei 419 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	75	—	22,5	—	Ulei 423 STAS 751—49 + aditiv antioxidant
	79	—	43	—	Ulei V—10004 STAS 387—49 + aditiv antioxidant

Tabela 1b

Denumirea unsorii străine	Punct de picurare	Felul săpunului	Unsoare înlocuitoare fabricată în R.P.R.
Unsori consistente			
Shell Retinax G	135	Sodiu	Unsoare semifluidă NI. 4138—60
Shell Simnia Grease 012	135	Sodiu	Unsoare Rul S—140 din acizi grași sintetici fabricată de Rafinăria Teleajen
Shell Grease EP 4	145	Sodiu	
Shell Nerita Grease 3	145	Sodiu	
Shell Rhodina Grease 2	95	Calciu + Plumb	Unsoare Rul—85 STAS 1608—50

Tabela 2a

Denumirea lubrifiantului străin	Lubrifiant înlocuitor fabricat în R. P. R.	STAS
Uleiuri minerale		
Uleiuri de cilindru	Ulei C—315	385—55
Mobil Extra Hecla Super Cylinder Oil Mineral		
Mobil 600 W Super Cylinder Oil Mineral	Ulei C—265	385—55
Uleiuri Mobil DTE:		
Mobil DTE Oil AA	Ulei 423 + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	751—49 fără aditivii menționați
Mobil DTE Oil BB	Ulei 413 + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	Idem
Mobil DTE Oil Extra Heavy	Ulei 408 + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	Idem
Mobil DTE Oil Heavy	Ulei 405 + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	Idem
Mobil Oil Heavy Medium	Ulei Tb — 5005 aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	Idem
Mobil DTE Oil Medium, Mobil DTE Oil Light	Ulei Tb — 5003 + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	742—49 fără aditivii menționați
Alte uleiuri Mobil		
Mobil Velocite Oil S	Ulei de vaselină tehnic + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	1094—52 fără aditivii menționați
Mobil Vactra Oil Extra Heavy	Ulei 309 + aditiv pentru mărirea rezistenței filmului de ulei + + aditiv pentru protecție contra coroziunii	1196—56 fără aditivii menționați
Mobil Vactra Oil Heavy	Ulei 305 + aditiv pentru mărirea rezistenței filmului + + aditiv pentru protecția contra coroziunii	1196—56 fără aditivii menționați
Mobil Vactra Oil Light	Ulei 302 + aditiv pentru mărirea rezistentei filmului + aditiv pentru protecția contra coroziunii	1194—50 fără aditivii menționați
Mobil Etna Oil SS Light	Ulei Tb—5003 + aditiv antioxidant	742—49 fără aditivul menționat
Mobil Almo Oil nr. 1	Ulei 403 + aditiv pentru mărirea stabilității la presiune + aditiv antispumant	751—49 fără aditivii menționa.i
Mobil Almo Oil nr. 3	Ulei 408 + aditiv pentru mărirea stabilității la presiune + + aditiv antispumant	751—49 fără aditivii menționați
Mobil Almo Oil nr. 5	Ulei 410 + aditiv pentru mărirea stabilității la presiune + aditiv antispumant	751—49 fără aditivii menționați
Uleiuri Gargoyle		
Gargoyle Arctic Oil C. Heavy	Ulei F—5004	898—50
Gargoyle Arctic Oil O	Ulei F—5003	2535—51
Gargoyle Arctic Oil Light	Ulei F—5002	6254—60

continuare tabela 2a

Denumirea lubrifiantului străin	Lubrifiant înlocuitor fabricat în R.P.R.	STAS
Uleiuri Mobil Compound		
Mobil Compound AA	Ulei 405 + aditiv pentru îmbunătățirea peliculei lubrifiante + aditiv de extremă presiune	751—49 fără aditivii menționați
Mobil Compound BB	Ulei 410 + aditivi pentru îmbunătățirea peliculei lubrifiante + aditiv de extremă presiune	751—49 fără aditivii menționați
Mobil Compound DD	Ulei 419 + aditivi pentru îmbunătățirea peliculei lubrifiante + aditiv de extremă presiune	751—49 fără aditivii menționați
Mobil Compound HH	Ulei V—10 004 + aditiv antioxidant + aditiv contra ruginii	387—49 fără aditivii menționați
Uleiuri Mobil Dorcia		
Mobil Dorcia nr. 4	Ulei C—315	385—55
Mobil Dorcia nr. 150	Ulei R 10020	509—49

Tabela 2b

Denumirea unsorii străine	Unsoare înlocuitoare fabricată în R.P.R.	STAS
Unsori consistente		
Mobil Grease AA nr. 3	Unsoare U—100	562—55
Mobil Grease L—O	Unsoare Rul—85	1608—50
Gargoyle Grease BN°5	Unsoare U—100	562—55
Mobil Grease nr. 1 (semifluidă cu săpun de aluminiu	Unsoare semifluidă pentru iarnă	Proiect NI a MIPC nr. 4138-60
Mobil Grease nr. 2 (semifluidă cu săpun de aluminiu)	Unsoare semifluidă pentru vară	Proiect NI nr. 4138—60
Mobil Grease Graphited nr. 3	Unsoare U—100 + 5% grafit coloidal	562—55 fără adaos de grafit

Echivalențele propuse au un caracter de recomandare. Ca urmare, la adoptarea unui lubrifiant înlocuitor trebuie să se țină seamă și de alte considerente: caracteristicile de construcție și funcționare a utilajului, recomandările firmei constructoare și ultimele realizări din domeniul lubrifianților ale industriei de petrol din R.P.R.

De asemenea, la înlocuirea unui lubrifiant străin cu unul romînesc se va urmări, sub o supraveghere atentă, comportarea în exploatare a lubrifiantului înlocuitor.

Recomandăm ca, în vederea obținerii de informații asupra aditivilor ce urmează să fie încorporați în uleiurile romînești pentru a le ameliora calitățile sau a le conferi proprietăți noi, să fie consultat Institutul petrochim din Ploiești.

CZ 621.642.3 :624.953.042.7

Calculul la solicitări seismice al rezervoarelor cilindrice verticale încărcate cu lichid

A. PAVEL

In lucrarea de față se expune metoda de calcul la solicitări seismice al rezervoarelor cilindrice verticale, încărcate cu lichid, cu sau fără coloană centrală, montate îngropat sau la suprafața solului. Această metodă nu este aplicabilă în cazul rezervoarelor de altă formă decît cea cilindrică și nici în cazul rezervoarelor montate la înălțimi.

Ipotezele în care a fost stabilită această metodă de calcul sînt următoarele:

— rezervorul se consideră ca un corp absolut rigid, cu contur nedeformabil (ipoteza este perfect verosimilă avînd în vedere că rezervorul are o mare rigiditate spațială);

— lichidul aflat în rezervor se consideră ca un lichid ideal, incompresibil, în care forțele de atenuare lipsesc;

— se consideră numai mișcarea de translație pe orizontală a rezervorului;

— masa lichidului din rezervor se va considera drept masă efectivă numai în cazul cînd rezervorul este complet umplut. În acest caz lichidul, împreună cu rezervorul, practic se va considera ca un corp solid și se va calcula ca o construcție masivă ale cărei deformații sînt mici în comparație cu deplasările. În celelalte cazuri, masa lichidului nu se va considera drept masă efectivă.

Dacă se notează h — înălțimea de lichid din rezervor și R — raza interioară a rezervorului se știe că presiunea hidrodinamică crește cu creșterea mărimii raportului $n_0 = \frac{h}{R}$. Valoarea maximă a acestui raport, pentru fiecare rezervor, este perfect determinată și depinde de dimensiunile sale geometrice.

Cercetările privind mișcarea lichidului în rezervor la deplasarea sa pe orizontală au arătat că:

— pentru $n_0 = \frac{h}{R} > 3{,}5$ în mod practic întreaga masă de lichid este antrenată în mișcare și deci lichidul, împreună cu rezervorul, se va considera ca un corp solid;

— pentru $n_0 = \frac{h}{R} < 0{,}2$, influența prezenței lichidului poate fi neglijată.

Așadar, metoda de calcul ce se va expune este aplicabilă în intervalul $n_0 = 0{,}2 - 3{,}5$.

Cercetările experimentale au arătat că, la translația pe orizontală, în rezervoarele cilindrice verticale se formează unde de suprafață și în figura 1 sînt indicate primele trei forme ale undelor gravitaționale de suprafață.

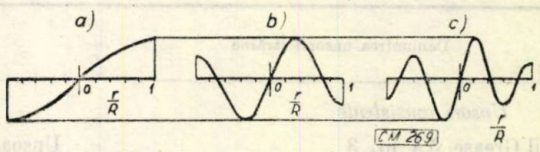


Fig. 1.

Este foarte important ca în practica proiectării rezervoarelor să se țină seamă de posibilitatea apariției acestor unde și de înălțimea lor maximă.

Din practica exploatării parcurilor de rezervoare se știe că probabilitatea umplerii complete a unui rezervor este foarte mică, în afara cazurilor cînd acest lucru este necesar din motive tehnologice sau constructive (rezervoare cu capac plutitor). Pentru ca unda gravitațională de suprafață să nu se lovească de capacul rezervorului, este indicat ca la proiectare să se prevadă un spațiu suficient între suprafața lichidului și capac. Așa cum a rezultat din cercetările experimentale și consecințele cutremurelor, dacă acest spațiu nu este suficient, șocul hidrodinamic dat de lichidul capacului este foarte mare și pentru preluarea sa sînt necesare consolidări suplimentare ale pereților și capacului, care sporesc consumul de materiale, greutatea construcției și prețul de cost. Mărimea spațiului gol este determinată de înălțimea maximă a undei de suprafață.

Pe cale matematică au fost stabilite formulele care determină profilul undei lichidului în rezervor, în funcție de caracterul mișcării sale, însă folosirea acestor formule în proiectare este greoaie, ele fiind complicate. Pentru simplificare, înălțimea undei gravitaționale de suprafață se va determina în felul următor:

Se consideră că rezervorul se mișcă, prin translație, pe orizontală, cu o accelerație constantă de calcul j. Întrucît cea mai mare înălțime de undă rezultă în cazul mișcării lichidului după prima formă (fig. 1a), se admite că întrea-

ga suprafață a lichidului rămîne plană și se rotește în jurul diametrului (fig. 2). Rezultanta forțelor m_j și m_g, care acționează asupra unei particule de lichid de masă m, trebuie să fie normală pe suprafața lichidului (fig. 2). Atunci :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{j}{g}$$

și înălțimea undei la peretele rezervorului va fi :

$$h_u = R \cdot \operatorname{tg} \alpha = R \frac{j}{g} = R k_s. \qquad (1)$$

Mărimea accelerației de calcul j (respectiv k_s), conform normelor de construcții în raioanele seismice, este dată în tabela 1.

Tabela 1

Gradul de intensitate seismică după STAS 3684–61	j	k_s
7	$\frac{1}{40} \cdot g$	$\frac{1}{40}$
8	$\frac{1}{20} \cdot g$	$\frac{1}{20}$
9	$\frac{1}{10} \cdot g$	$\frac{1}{10}$

Calculele au arătat că înălțimea maximă a undelor gravitaționale de suprafață nu depășește 0,1 din raza rezervorului. Deci :

$$h_u = k_s \; R \leqslant 0{,}1 \; R. \qquad (1\,a)$$

Calculul presiunii hidrodinamice a lichidului pe pereții rezervoarelor fără coloană centrală se face cu următoarea formulă (exprimată în coordonate polare) :

$$p_d = p_{d\,max} \cdot \sin \theta \qquad (2)$$

$$p_{d\,max} = \rho \cdot R j k_1, \text{ kgf/cm}^2,$$

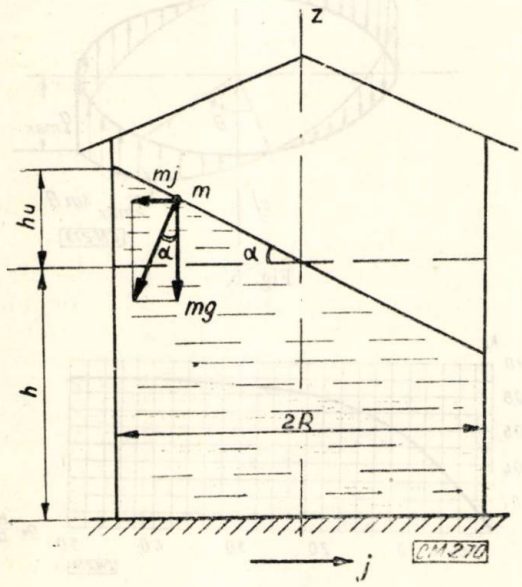


Fig. 2.

în care :

ρ este densitatea lichidului, kgf.s^2/cm^4 ;

j — accelerația de calcul (tabela 1), cm/s^2 ;

R — raza interioară a rezervorului, cm ;

k_1 — coeficient care depinde de rapoartele $n_0 = h/R$ și z/h (fig. 4) ;

h — înălțimea lichidului din rezervor, cm ;

z — cota unui punct curent de pe perete, cm.

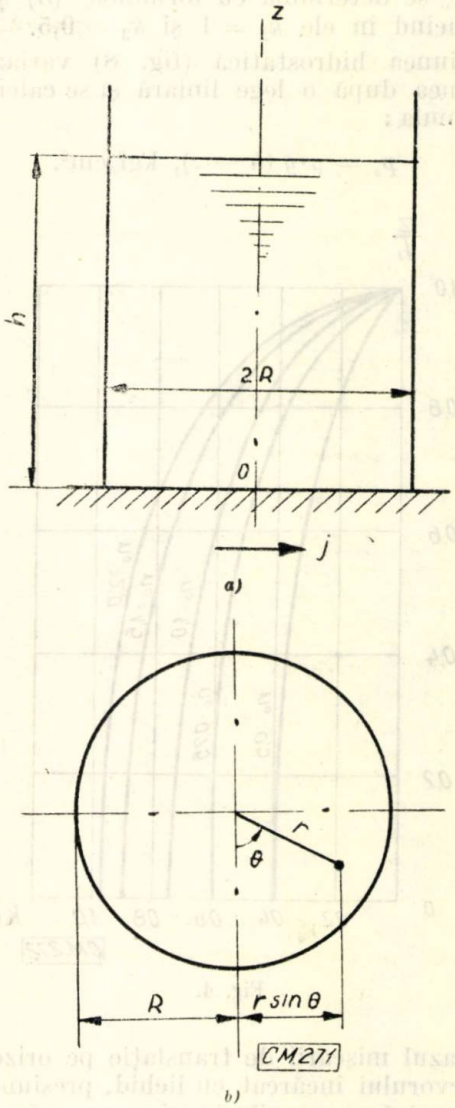


Fig. 3.

Distribuția și variația presiunii hidrodinamice a lichidului în înălțimea rezervorului sînt indicate în figura 5a, iar în planul rezervorului — în figura 5b.

Mărimea rezultantei forțelor hidrodinamice se determină cu următoarea formulă :

$$X = \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \rho \cdot j \cdot k_2, \text{ kgf}, \qquad (3)$$

în care k_2 este un coeficient care depinde de raportul $n_0 = \frac{h}{R}$ (fig. 6).

Cota, care determină poziția suportului forței X, măsurată de la fața superioară a fundului (fig. 5a), se calculează cu formula:

$$Z_s = k_3 \, h, \text{ cm}, \qquad (4)$$

în care k_3 este un coeficient care depinde de raportul $n_0 = \frac{h}{R}$ (fig. 7).

În cazul umplerii complete a rezervorului, X și Z_s se determină cu formulele (3) și (4), introducînd în ele $k_2 = 1$ și $k_3 = 0{,}5$.

Presiunea hidrostatică (fig. 8) variază cu adîncimea după o lege liniară și se calculează cu formula:

$$p_s = \rho \cdot g \, (h - z), \text{ kgf/cm}^2. \qquad (5)$$

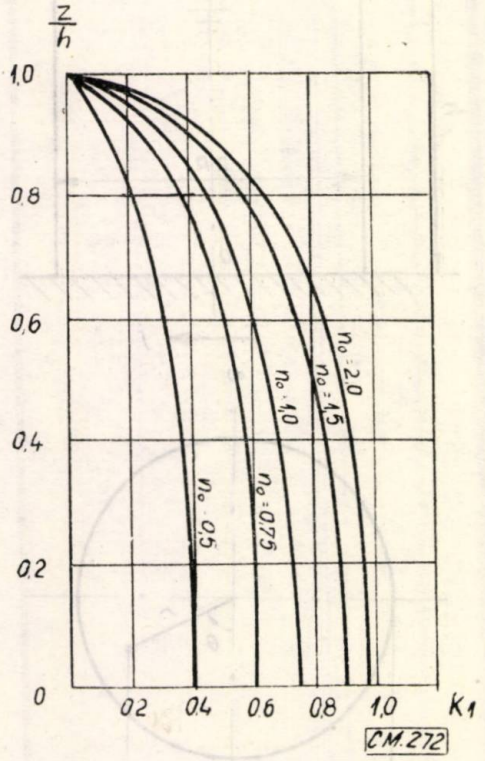


Fig. 4.

În cazul mișcării de translație pe orizontală a rezervorului încărcat cu lichid, presiunea hidrodinamică se manifestă și asupra fundului. Calculele arată că această presiune, în direcție radială, variază aproape liniar. Astfel, pentru $n_0 = h/R = 1$:

în cazul $\frac{r}{R} = 1$

$$p_d(r) = -1{,}3 \, \rho \cdot R \cdot j \cdot \sin \theta_g, \text{ kgf/cm}^2,$$

în cazul $\frac{r}{R} = 0{,}50$

$$p_d(r) = -0{,}635 \, \rho \cdot R \cdot j \cdot \sin \theta, \text{ kgf/cm}^2,$$

unde r este distanța, față de centrul fundului, a unui punct oarecare din suprafață.

Deci, pentru calculele practice, se poate admite că presiunea hidrodinamică pe fund, în

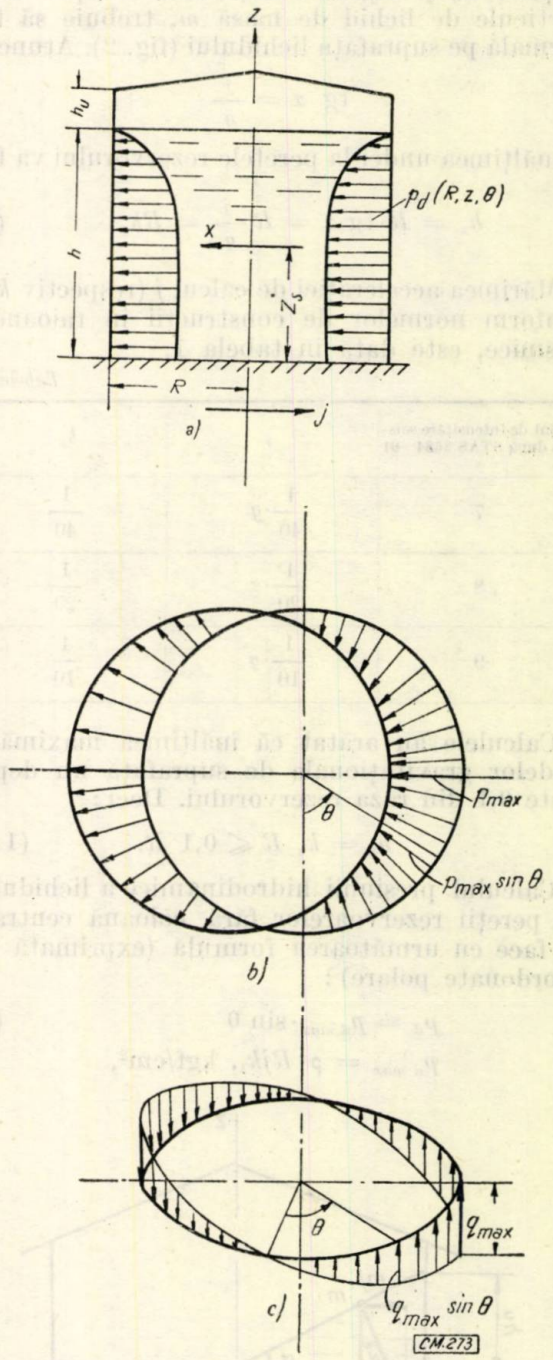


Fig. 5.

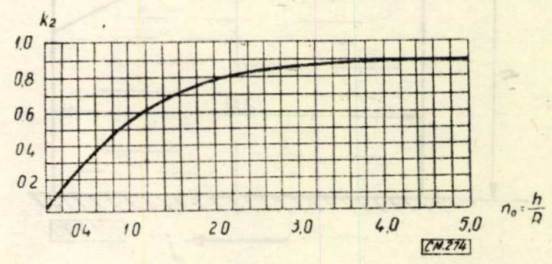


Fig. 6.

direcția radială, are o lege liniară de variație : în centrul fundului $p_d\,(r) = 0$, iar valoarea maximă se obține pentru $r = R$ și se calculează cu formula :

$$p_{d\,max}\,(r) = p\ (R) = \rho \cdot Rj \cdot k_4 \cdot \sin\theta,\ \text{kgf/cm}^2 \quad (6)$$

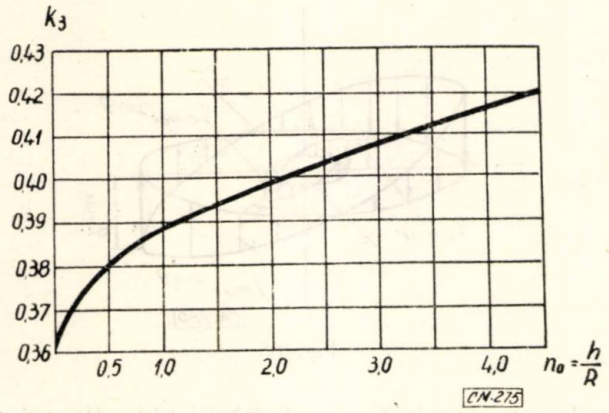


Fig. 7.

unde k_4 este un coeficient care depinde de raportul $n_0 = \frac{h}{R}$ (fig. 9).

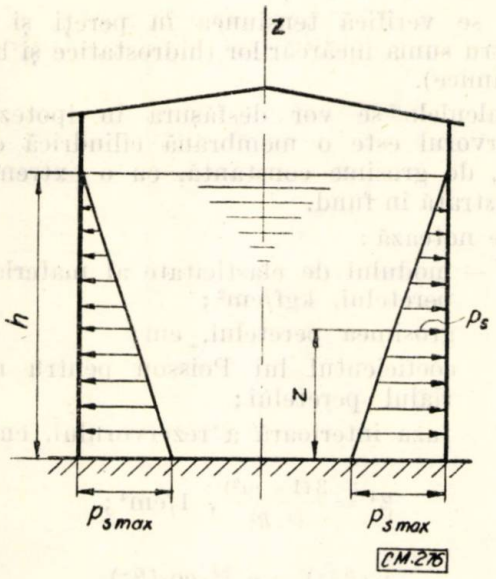


Fig. 8.

Semnul minus nu a mai fost indicat, sensul presiunilor fiind arătat în figura 10.

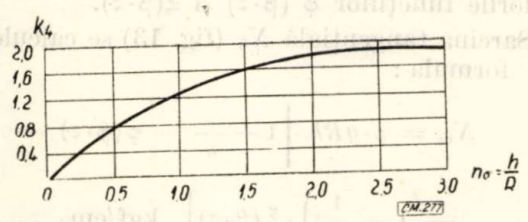


Fig. 9.

Într-un punct oarecare al fundului, presiunea hidrodinamică se calculează cu următoarea formulă :

$$p_d\,(r) = p(R)\frac{r}{R} = \rho \cdot r \cdot j \cdot k_4 \cdot \sin\theta,\ \text{kgf/cm}^2. \quad (7)$$

Pe lîngă această presiune, asupra fundului mai acționează :

— presiunea hidrostatică (greutatea lichidului), uniform distribuită pe întreaga suprafață ;

— sarcini unitare generate de forțele și momentele încovoietoare transmise prin intermediul fundului, de la pereții rezervorului, aflați sub acțiunea presiunii hidrodinamice, la postament. Aceste sarcini sînt distribuite pe conturul rezervorului după legea $\sin\theta$ (fig. 5c),

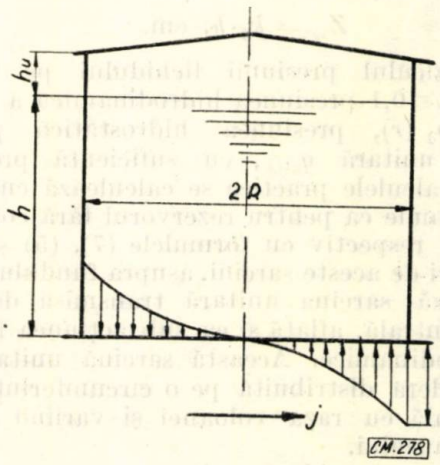


Fig. 10.

la fel ca și presiunea hidrodinamică. Valoarea maximă a acestor sarcini se calculează cu formula :

$$q_{max} = j \cdot h^2 \cdot \rho\, k_2\, k_3,\ \text{kgf/cm}. \quad (8)$$

În cazul umplerii complete a rezervorului cu lichid se va lua : $k_2 = 1$ și $k_3 = 0{,}5$.

În cazul rezervoarelor cu coloană centrală, calculul presiunii lichidului pe pereți și coloană se face astfel :

Se notează ψ — raportul dintre raza coloanei centrale și raza interioară a rezervorului. Pentru $\psi \leqslant 0{,}1$ presiunea hidrodinamică a lichidului pe pereții rezervorului se calculează cu formula :

$$p_d = p_{d\,max} \cdot \sin\theta\,; \quad (9)$$

$$p_{d\,max} = 1{,}07 \cdot \rho \cdot R \cdot j \cdot k_1,\ \text{kgf/cm}^2,$$

iar rezultanta forțelor hidrodinamice — cu formula :

$$X = 1{,}07 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \rho \cdot j \cdot k_2,\ \text{kgf}. \quad (10)$$

Brațul Z_s al forței X se calculează cu formula (4), iar presiunea hidrostatică — cu formula (5).

Cazul $\psi > 0{,}1$ în practica proiectării rezervoarelor se întîlnește rar și nu ne vom opri în mod special asupra lui.

Presiunea hidrodinamică a lichidului se manifestă și asupra coloanei centrale, iar rezultanta forțelor hidrodinamice care acționează asupra coloanei se calculează cu formula :

$$X_c = \psi \cdot m_1 \cdot j \cdot k_5, \text{ kgf}, \qquad (11)$$

în care :

m_1 este masa lichidului care încarcă rezervorul, kgf s^2/cm^4 ;

k_5 — coeficient care depinde de raportul $n_0 = \frac{h}{R}$ (fig. 11).

Cota care determină poziția suportului forței X_c, măsurată de la fața superioară a fundului, cu suficientă precizie pentru calculele practice, se poate determina cu formula :

$$Z_{sc} = k_3 \cdot h, \text{ cm}. \qquad (4)$$

La calculul presiunii lichidului pe fund, pentru $\psi \leqslant 0{,}1$ presiunea hidrodinamică a lichidului $p_d\,(r)$, presiunea hidrostatică p_s și sarcina unitară q_{max}, cu suficientă precizie pentru calculele practice se calculează cu aceleași formule ca pentru rezervorul fără coloană centrală, respectiv cu formulele (7), (5) și (8).

Alături de aceste sarcini, asupra fundului mai acționează sarcina unitară transmisă de coloana centrală, aflată și ea sub acțiunea forțelor hidrodinamice. Această sarcină unitară se va considera distribuită pe o circumferință de rază egală cu raza coloanei și variind după legea sinusului.

Dacă se consideră coloana cu un capăt încastrat în fundul rezervorului și cu celălalt capăt articulat, prin șarniere, în capacul rezervorului, din ecuația de echilibru a momentelor rezultă expresia de calcul a acestei sarcini unitare :

$$q_c = q_{c\,max} \cdot \sin\theta = \frac{X_c \cdot Z_{sc}}{\pi \cdot R^2 \cdot \psi} \cdot \sin\theta, \text{ kgf/cm}. \qquad (12)$$

În figura 12 sînt indicate sarcinile unitare transmise fundului de către coloană și pereții rezervorului. De observat că direcțiile acestor sarcini coincid.

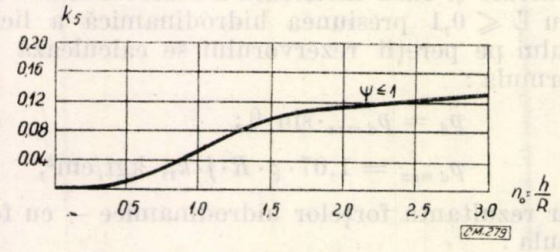


Fig. 11.

Întrucît au fost stabilite încărcările care acționează asupra rezervorului, se poate trece la efectuarea unui calcul de rezistență sau a unui calcul de verificare a rezistențelor efective într-o secțiune dată.

Avînd în vedere că frecvența oscilațiilor lichidului în rezervor este inferioară frecvenței vibrațiilor proprii ale pereților și fundului, calculul rezervorului se va face, cu o oarecare aproximație, la o sarcină statică, egală cu

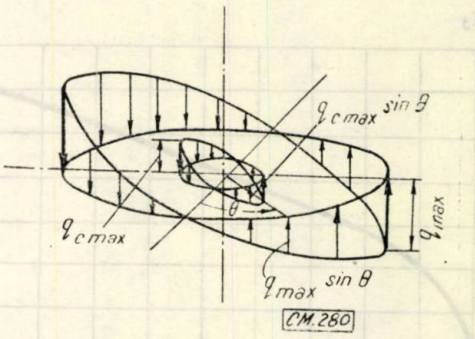


Fig. 12.

valoarea maximă a solicitării hidrodinamice (din care motiv, calculul se numește static).

Ordinea calculului static este următoarea :

— se calculează rezervorul la presiunea hidrostatică (indice s) și se adoptă grosimea de perete ;

— se efectuează calculul la presiunea hidrodinamică (indice d) ;

— se verifică tensiunea în pereți și fund pentru suma încărcărilor (hidrostatice și hidrodinamice).

Calculele se vor desfășura în ipoteza că rezervorul este o membrană cilindrică circulară, de grosime constantă, cu o extremitate încastrată în fund.

Se notează :

E — modulul de elasticitate al materialului peretelui, kgf/cm² ;

s — grosimea peretelui, cm ;

μ — coeficientul lui Poisson pentru materialul peretelui ;

R — raza interioară a rezervorului, cm :

$$\beta^4 = \frac{3(1-\mu^2)}{s^2 \cdot R^2}, \ 1/\text{cm}^4 ; \qquad (13)$$

$$\varphi(\beta \cdot z) = e^{-\beta z} \cdot \cos(\beta z) ;$$

$$\xi(\beta \cdot z) = e^{-\beta z} \cdot \sin(\beta z).$$

Pentru valori ale argumentului (produsul $\beta \cdot z$) cuprinse între 0 și 7, în tabela 2 sînt date valorile funcțiilor $\varphi\,(\beta \cdot z)$ și $\xi(\beta \cdot z)$.

Sarcina tangențială N_θ (fig. 13) se calculează cu formula :

$$N_{\theta s} = \rho \cdot gRh \cdot \left[1 - \frac{z}{h} - \varphi(\beta \cdot z) - \left(1 - \frac{1}{\beta \cdot h}\right) \cdot \xi(\beta \cdot z)\right], \text{ kgf/cm}, \qquad (14)$$

Tabela 2

βz	$\varphi(\beta z)$	$\xi(\beta z)$	βz	$\varphi(\beta z)$	$\xi(\beta z)$
0,0	1,0000	0,0000	3,6	—0,0245	—0,0127
0,1	0,9003	0,0903	3,7	—0,0210	—0,0131
0,2	0,8024	0,1627	3,8	—0,0177	—0,0137
0,3	0,7077	0,2189	3,9	—0,0147	—0,0140
0,4	0,6174	0,2610	4,0	—0,0120	—0,0139
0,5	0,5323	0,2908	4,1	—0,0095	—0,0136
0,6	0,4530	0,3099	4,2	—0,0074	—0,0131
0,7	0,3798	0,3199	4,3	—0,0054	—0,0125
0,8	0,3131	0,3223	4,4	—0,0038	—0,0117
0,9	0,2527	0,3185	4,5	—0,0023	—0,0108
1.0	0,1988	0,3096	4,6	—0,0011	—0,0100
1,1	0,1510	0,2967	4,7	0,0001	—0,0091
1,2	0,1091	0,2807	4,8	0,0007	—0,0082
1,3	0,0729	0,2626	4,9	0,0014	—0,0073
1,4	0,0419	0,2430	5,0	0,0019	—0,0065
1,5	0,0158	0,2226	5,1	0,0023	—0,0057
1,6	—0,0059	0,2018	5,2	0,0026	—0,0049
1,7	—0,0235	0,1812	5,3	0,0028	—0,0042
1,8	—0,0376	0,1610	5,4	0,0029	—0,0035
1,9	—0,0484	0,1415	5,5	0,0029	—0,0029
2,0	—0,0563	0,1230	5,6	0,0029	—0,0023
2,1	—0,0618	0,1057	5,7	0,0028	—0,0018
2,2	—0,0652	0,0895	5,8	0,0027	—0,0014
2,3	—0,0668	0,0748	5,9	0,0026	—0,0010
2,4	—0,0669	0,0613	6,0	0,0024	—0,0007
2,5	—0,0658	0,0492	6,1	0,0022	—0,0004
2,6	—0,0636	0,0389	6,2	0,0020	—0,0002
2,7	—0,0608	0,0287	6,3	0,0018	—0,0001
2,8	—0,0573	0,0204	6,4	0,0017	—0,0003
2,9	—0,0534	0,0132	6,5	0,0015	—0,0004
3,0	—0,0493	0,0071	6,6	0,0013	0,0005
3,1	—0,0450	0,0019	6,7	0,0011	0,0006
3,2	—0,0407	—0,0024	6,8	0,0010	0,0006
3,3	—0,0364	—0,0058	6,9	0,0008	0,0006
3,4	—0,0323	—0,0085	7,0	0,0007	0,0006
3,5	—0,0283	—0,0106			

iar momentul încovoietor în direcția z va fi egal cu :

$$M_{sz} = \frac{gR\,s\,h\cdot\rho}{\sqrt{12\,(1-\mu^2)}}\cdot\left[1-\frac{z}{h}-\varphi(\beta\cdot z)-\right.$$

$$\left.-\left(1-\frac{1}{\beta\cdot h}\right)\cdot\xi(\beta\cdot z)\right],\ \text{kgfcm/cm.} \qquad (15)$$

Valoarea maximă a momentului încovoietor M_{zs} se obține pentru $z = 0$ (fig. 14) și se calculează cu formula :

$$M_{0s} = \frac{\rho\,g\,Rsh}{\sqrt{12\,(1-\mu^2)}}\cdot\left(1-\frac{1}{\beta\cdot h}\right),\ \text{kgfcm/cm.} \qquad (16)$$

Valoarea maximă a forței tăietoare Q_{0s}, pentru $z = 0$ (fig. 14) va fi egală cu [3] :

$$Q_{0s} = \frac{\rho\,g\,Rsh}{\sqrt{12\,(1-\mu^2)}}\left(2\beta-\frac{1}{h}\right),\ \text{kgf/cm.} \qquad (17)$$

Alte încărcări, în afară de $N_{\theta s}$, M_{zs} și Q_s în cazul solicitării hidrostatice, nu apar în membrană.

Observație importantă : Dacă rezervorul este prevăzut cu o consolidare compusă din nervuri longitudinale și inelare de care este prinsă mantaua, atunci este necesar să se calculeze o

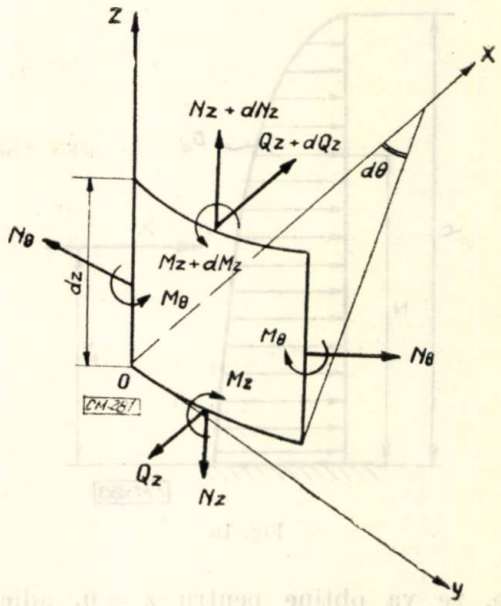


Fig. 13.

grosime redusă a membranei în direcție axială s_z și inelară s_θ :

$$s_z = s + \frac{F_z}{a_z};\quad s_\theta = s + \frac{F_\theta}{a_\theta},\ \text{cm,} \qquad (18)$$

în care :

F_z, F_θ este suprafața secțiunii nervurii longitudinale și, respectiv, inelare, cm² ;

a_z, a_θ — pasul nervurilor longitudinale și, respectiv, inelare, cm.

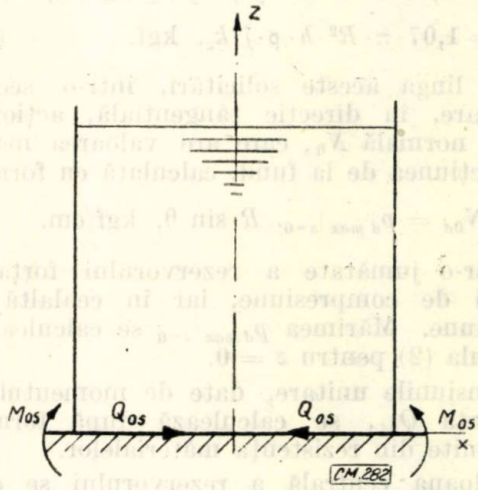


Fig. 14.

Se trece acum la expunerea calculului static al rezervorului pentru cazul încărcărilor hidro-

dinamice, schema de calcul fiind indicată în figura 15.

Este evident că valoarea maximă atît a momentului de încovoiere, cît și a forței tăie-

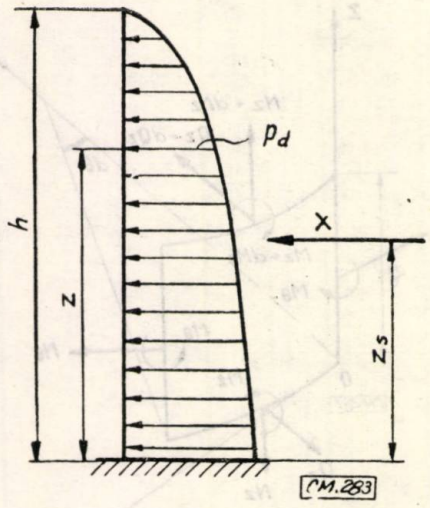


Fig. 15.

toare, se va obține pentru $z = 0$, adică la fundul rezervorului. Astfel:

$$M_{0d} = X \cdot Z_s \tag{19}$$

$$Q_{0d} = X. \tag{20}$$

Forța X se calculează cu formula (3) sau (10), iar Z_s cu formula (4). Rezultă:

— pentru rezervorul fără coloană centrală:

$$M_{0d} = \pi \cdot R^2 \cdot h^2 \cdot \rho \cdot j \cdot k_2 \cdot k_3, \text{ kgfcm}, \tag{19 a}$$

$$Q_{0d} = \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \rho \cdot j \cdot k_2, \text{ kgf}, \tag{20 a}$$

— pentru rezervorul cu coloană centrală:

$$M_{0d} = 1{,}07 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot h^2 \cdot \rho \cdot j \cdot k_2 \cdot k_3, \text{ kgfcm}, \tag{19 b}$$

$$Q_{0d} = 1{,}07 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \rho \cdot j \cdot k_2, \text{ kgf}. \tag{20 b}$$

Pe lîngă aceste solicitări, într-o secțiune oarecare, în direcție tangențială, acționează forța normală N_θ, care are valoarea maximă în secțiunea de la fund, calculată cu formula:

$$N_{0d} = p_{d\,max}|_{z=0} \cdot R \cdot \sin\theta, \text{ kgf/cm}. \tag{21}$$

Într-o jumătate a rezervorului forța N_{0d} va fi de compresiune, iar în cealaltă — de tracțiune. Mărimea $p_{d\,max}|_{z=0}$ se calculează cu formula (2) pentru $z = 0$.

Tensiunile unitare, date de momentul M_{0d} și forța Q_{0d}, se calculează după formulele obișnuite din rezistența materialelor.

Coloana centrală a rezervorului se calculează ca o grindă încastrată cu un capăt în fund și articulată, în șarniere, cu celălalt capăt în capac și încărcată cu rezultanta forțelor hidrodinamice X_c (formula 11).

Fundul rezervorului fără coloană centrală se calculează numai la sarcina de contur transmisă de pereți, care preiau forțele hidrodinamice. Această sarcină într-un punct oarecare al conturului se calculează cu formula:

$$q = q_{max} \cdot \sin\theta, \text{ kgf/cm}, \tag{22}$$

unde:

q_{max} se calculează cu formula (8) sau cu următoarea formulă:

$$q_{max} = \frac{X \cdot Z_s}{\pi \cdot R^2}, \text{ kgf/cm}. \tag{23}$$

Se notează:

$$b_1 = \frac{l^3}{D} \cdot \frac{q_{max} \cdot u_1^M(\alpha)}{u_1^Q(\alpha) \cdot v_1^M(\alpha) - u_1^M(\alpha) \cdot v_1^Q(\alpha)}, \text{ cm};$$

$$d_1 = -\frac{l^3}{D} \cdot \frac{q_{max} \cdot v_1^M(\alpha)}{u_1^Q(\alpha) \cdot v_1^M(\alpha) - u_1^M(\alpha) \cdot v_1^Q(\alpha)}, \text{ cm};$$

$$\eta = \frac{r}{l}; \quad \alpha = \frac{R}{l}; \quad l = \sqrt[4]{\frac{D}{K_0}}; \quad D = \frac{E_1 \cdot s_1^3}{12\,(1-\mu_1^2)},$$

s_1 — grosimea fundului, cm;

E_1 — modulul de elasticitate al materialului fundului, kgf/cm²;

μ_1 — coeficientul lui Poisson pentru materialul fundului;

K_0 — coeficientul elastic al patului (postamentului rezervorului), kgf/cm³ (tabela 3).

Tabela 3

Categoria terenului	Caracteristica terenului	K_0, kgf/cm³
I	moale	0,5—0,8
II	cu tărie redusă	0,8—1,5
III	cu tărie mijlocie	1,5—2,0
IV	tare	2,0—3,0

Mărimile u_1, v_1 u_1^M, v_1^M, u_1^Q și v_1^Q sînt cuprinse în tabela 4 pentru diferitele valori ale argumentului.

Momentele de încovoiere radiale și tangențiale se calculează cu următoarele formule:

$$M_r = -\frac{D}{l^2}\,[b_1 \cdot v_1^M(\eta) + d_1 \cdot u_1^M(\eta)]\sin\theta, \text{ kgfcm/cm} \tag{24}$$

$$M_\theta = -\frac{\mu \cdot D}{l^2}\left\{b_1 \cdot \left[v_1(\eta) + \frac{1-\mu}{\mu\,\eta}\left(u_1'(\eta) - \frac{u_1(\eta)}{\eta}\right)\right] + d_1\left[-u_1(\eta) + \frac{1-\mu}{\mu\,\eta}\left(v_1'(\eta) - \frac{v_1(\eta)}{\eta}\right)\right]\right\}\sin\theta$$

pentru care funcțiile u_1' și v_1' sînt cuprinse în tabela 4.

Tabela 4

Valoarea argumentului	u_1	v_1	u_1'	v_1	u_1^M	v_1^M	u_1^Q	v_1^Q
0,0	0,0000	0,0000	0,3536	0,3535	0,0000	0,0000	0,2798	0,2708
0,2	0,0711	0,0704	0,3787	0,3482	—0,5663	0,0562	—0,3735	0,3624
0,4	0,1442	0,1386	0,3745	0,3321	—0,1144	0,1095	—0,4044	0,3611
0,6	0,2215	0,2024	0,4000	0,3046	—0,1766	0,1596	—0,4456	0,3474
0,8	0,3049	0,2596	0,4338	0,2550	—0,2324	0,2047	—0,5062	0,3099
1,0	0,3959	0,3075	0,4776	0,2120	—0,3163	0,2403	—0,5562	0,2793
1,2	0,4959	0,3434	0,5245	0,1443	—0,3974	0,2682	—0,6230	0,2215
1,4	0,6059	0,3642	0,5761	0,0805	—0,4989	0,2789	—0,6831	0,1658
1,6	0,6910	0,3664	0,6505	—0,0415	—0,5410	0,2526	—0,7914	0,0723
1,8	0,8571	0,3463	0,6778	—0,1631	—0,6921	0,2530	—0,8428	—0,0698
2,0	0,9971	0,3040	0,7205	—0,3080	—0,8055	0,2116	—0,9121	—0,2156
2,2	1,1442	0,2221	0,7698	—0,4709	—0,9276	0,1275	—0,9864	—0,3763
2,4	1,2966	0,1097	0,7653	—0,6598	—1,0517	0,0316	—1,0102	—0,5817
2,6	1,4492	—0,0431	0,7557	—0,8721	—1,1750	—0,1067	—1,0299	—0,8085
2,8	1,5968	—0,2407	0,7152	—1,1074	—1,2928	—0,2838	—1,0192	—1,0642
3,0	1,7326	—0,4875	0,6350	—1,3660	—1,3983	—0,5038	—0,9703	—1,3497
3,2	1,8480	—0,7868	0,5094	—1,6392	—1,4852	—0,7691	—0,8722	—1,6469
3,4	1,9327	—1,1439	0,3264	—1,9270	—1,5428	—1,0846	—0,7163	—0,9873
3,6	1,3742	—1,5589	—0,0771	—2,2223	—1,5600	—1,4499	—0,4915	—2,3313
3,8	1,9883	—2,0327	—0,2471	—2,5127	—1,5246	—1,8655	—0,1866	—2,6799
4,0	1,8692	—2,5638	—0,6587	—2,7928	—1,4210	—2,3293	—0,2105	—3,0273
4,2	1,6886	—3,1478	—1,1637	—3,0417	—1,2338	—2,8372	—0,7089	—3,3523
4,4	1,3968	—3,7773	—1,7710	—3,2432	—0,9451	—3,3819	—1,3183	—3,6385
4,6	0,9730	—4,4406	—2,4865	—3,3758	—0,5362	—3,9517	+2,0497	—3,8647
4,8	0,3949	—5,1214	—3,3133	—3,4137	—0,0123	—4,5323	2,9061	—4,0028
5,0	—0,3598	—5,7979	—4,2512	—3,3276	—0,7212	—5,1012	3,8898	—4,0243
5,2	—1,3127	—6,4420	—5,2955	—3,0846	—1,6086	—5,6336	4,9996	—3,8931
5,4	—2,4844	—7,0187	—6,4352	—2,6479	+2,6974	—6,0967	5,2272	—3,5699
5,6	—3,8922	—7,4855	—7,6530	—1,9774	3,9875	—6,4502	7,5577	—3,0127
5,8	—5,5491	—7,7914	—8,9222	—1,0308	5,5042	—6,6468	8,9671	—2,1754
6,0	—7,1086	—7,5230	—10,2651	+0,1765	6,9099	—6,2617	10,4638	—1,0848

La calculul fundului unui rezervor cu coloană centrală, pe lîngă momentele calculate cu formulele (24), este necesar să se determine și momentele de încovoiere date de sarcina q_c (formula 12). Formulele lor de calcul sînt indicate în lucrarea [1].

Momentele de încovoiere provocate de încărcarea de contur și de încărcarea transmisă de coloana centrală se însumează.

Calculul de verificare la răsturnare se face astfel :

La deplasarea pe orizontală a bazei rezervorului apar forțe orizontale care, prin rotire în jurul unui punct al conturului fundului, pot înclina rezervorul. Este deci necesară efectuarea unui calcul de verificare la stabilitate seismică, condiția de stabilitate a construcțiilor de tip rezervor fiind următoarea :

$$M_{răsturnare} \leqslant M_{stabilitate}.$$

În figura 16 sînt indicate toate forțele care urmează să fie considerate la calculul de verificare la răsturnare. Rotirea rezervorului se va considera în jurul punctului A.

Momentul de răsturnare $M_{răsturnare}$ se compune din :

— momentul forțelor seismice date de greutatea proprie a rezervorului și capacului (fără lichid) M_{sg}, care se calculează cu formula :

$$M_{sg} = \frac{P_1}{g} \cdot j\,(Z_g + s_1),\ \text{kgfcm}, \qquad (25)$$

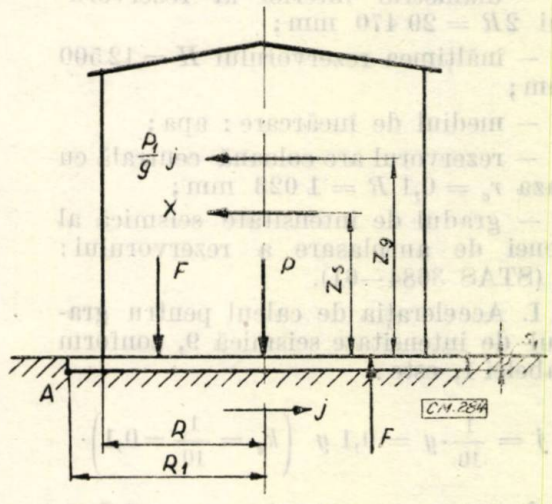


Fig. 16.

în care :

P_1 este greutatea rezervorului și capacului (fără lichid), kgf ;

Z_g — coordonata centrului de greutate a rezervorului gol, cm ;

— momentul rezultantei forțelor hidrodinamice X, care se calculează cu formula:

$$M_X = X \cdot (Z_s + s_1), \text{ kgfcm}; \quad (26)$$

— momentul forțelor hidrodinamice, acționînd asupra fundului, care se calculează cu formula:

$$M_F = \frac{\pi}{9} \cdot R^4 \cdot \rho \cdot j \cdot k_4, \text{ kgfcm}. \quad (27)$$

Așadar:

$$M_{răsturnare} = M_{sg} + M_X + M_F, \text{ kgfcm}. \quad (28)$$

Momentul de stabilitate se calculează cu formula:

$$M_{stabilitate} = P \cdot R_1, \text{ kgfcm}, \quad (29)$$

în care:

P este greutatea rezervorului cu capac și fund, umplut cu lichid pînă la nivelul maxim h, kgf;

R_1 — raza fundului, cm.

Rezervoarele mai puțin stabile sînt cele pentru care $n_0 = \frac{h}{R}$ este mare și în cazul calculului unor astfel de rezervoare trebuie acordată o atenție deosebită verificării la răsturnare.

Exemplu de calcul

Să se efectueze calculul solicitărilor seismice pentru un rezervor cilindric vertical montat la suprafața solului. Se cunosc:

— capacitatea nominală a rezervorului $V = 4\,000$ m³;

— diametrul interior al rezervorului $2R = 20\,470$ mm;

— înălțimea rezervorului $H = 12\,500$ mm;

— mediul de încărcare: apa;

— rezervorul are coloană centrală cu raza $r_c = 0{,}1.R = 1\,023$ mm;

— gradul de intensitate seismică al zonei de amplasare a rezervorului: 9 (STAS 3684—61).

I. Accelerația de calcul pentru gradul de intensitate seismică 9, conform tabelei 1, este:

$$j = \frac{1}{10} \cdot g = 0{,}1\, g \quad \left(k_s = \frac{1}{10} = 0{,}1\right).$$

Înălțimea maximă (la peretele rezervorului) a undei gravimetrice de suprafață (formula 1):

$$h_u = k_s \cdot R = 0{,}1 \cdot 10{,}235 \cong 1{,}024 \text{ m}.$$

Deci, pentru ca, să nu preia capacul rezervorului șocul undei gravimetrice de suprafață, înălțimea maximă a nivelului lichidului din rezervor trebuie să fie:

$$h = H - h_u = 12{,}5 - 1{,}024 = 11{,}476 \text{ m}.$$

Pentru

$$n_0 = \frac{h}{R} = \frac{11{,}476}{10{,}235} \cong 1{,}0$$

se calculează coeficientul k_1 (diagrama fig. 4) și, pentru $\psi = \frac{r_c}{R} = 0{,}1$, presiunea hidrodinamică a lichidului pe pereți, la diferite nivele z, cu formula (9), în care $\rho \cdot j = \rho \cdot 0{,}1 \cdot g = 0{,}1 \cdot \rho \cdot g = 0{,}1\,\gamma = 0{,}1 \cdot 10^{-3}$, kgf/cm³.

Rezultatele calculelor sînt date în tabela 5, iar în figura 17 este dată epura presiunilor în înălțimea rezervorului pentru suprafața diametrală zy ($\theta = 90°$).

Pentru $k_2 = 0{,}55$ (graficul fig. 6), rezultanta forțelor hidrodinamice va fi (formula 10):

$$X = 1{,}07 \cdot \pi \cdot 1\,023{,}5^2 \cdot 1\,147{,}6 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}55 = 222\,000 \text{ kgf}.$$

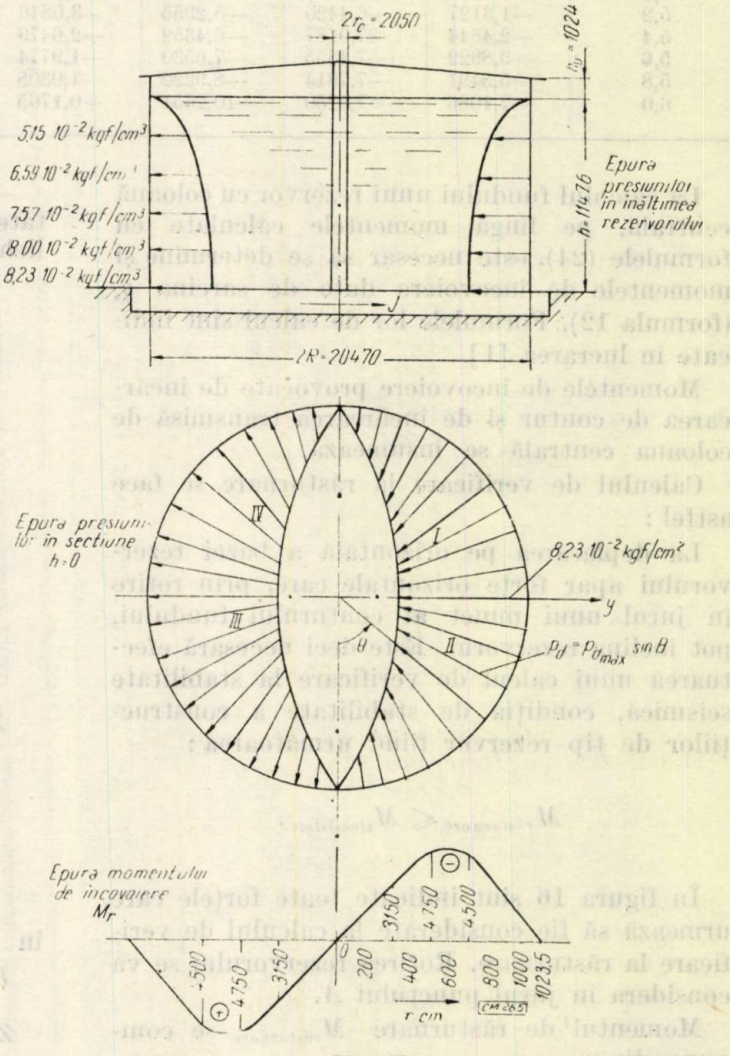


Fig. 17.

Tabela 5

z	$\frac{z}{h}$	k_1	$p_{d\,max}$ kgf/cm²	Observaţii
0	0	0,75	$8{,}23 \cdot 10^{-2}$	
0,2h	0,2	0,73	$8{,}00 \cdot 10^{-2}$	
0,4h	0,4	0,69	$7{,}57 \cdot 10^{-2}$	$p_d = p_{dmax} \cdot \sin\theta$
0,6h	0,6	0,60	$6{,}59 \cdot 10^{-2}$	
0,8h	0,8	0,47	$5{,}15 \cdot 10^{-2}$	
h	1,0	0,00	0,00	

Pentru $k_3 = 0{,}388$ (graficul fig. 7), valoarea mărimii Z_s va fi (formula 4):

$$Z_s = 0{,}388 \cdot 1\,147{,}6 = 446 \text{ cm}.$$

Pentru $k_5 = 0{,}055$ (graficul fig. 11) şi pentru $m_1 = \pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \rho$ rezultanta forţelor hidrodinamice care acţionează asupra coloanei va fi (formula 11):

$$X_c = 0{,}1 \cdot \pi \cdot 1\,023{,}5^2 \cdot 1147{,}6 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}55 =$$

$$= 2\,750 \text{ kgf}.$$

Valoarea mărimii Z_{sc} (formula 4):

$$Z_{sc} = Z_s = 446 \text{ cm}.$$

Valoarea maximă a presiunii hidrostatice (formula 5):

$$z = 0\,;\ p_{s\,max} = 10^{-3} \cdot 1\,147,\,6 = 1{,}148, \text{ kgf/cm}^2.$$

Pentru $k_4 = 1{,}3$ (graficul fig. 9), presiunea hidrodinamică maximă pe fund se determină cu formula (6) pentru $\theta = 90°$:

$$p_{d\,max}(r) = p(R) = 1\,023{,}5 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}3 =$$

$$= 0{,}1332 \text{ kgf/cm}^2.$$

Sarcina transmisă fundului de către pereţii rezervorului se calculează cu formulele (8) şi (22):

$$q_{max} = 1\,147{,}6^2 \cdot 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 0{,}55 \cdot 0{,}388 =$$

$$= 25{,}6 \text{ kgf/cm},$$

$$q = 25{,}6 \cdot \sin\theta, \text{ kgf/cm}.$$

Sarcina pe fund, dată de coloana centrală, se calculează cu formula (12):

$$q_c = \frac{2\,750 \cdot 446}{\pi \cdot 1\,023{,}5^2 \cdot 0{,}1} \cdot \sin\theta = 3{,}72 \cdot \sin\theta, \text{ kgf/cm}.$$

II. Se trece la calculul forţelor şi momentelor care acţionează asupra pereţilor şi fundului rezervorului. Se admite că pereţii rezervorului se confecţionează din oţel OL 42 STAS 500-49 pentru care $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ kgf/cm² şi $\mu = 0{,}3$. Grosimea peretelui rezervorului $s = 10$ mm.

Pentru:

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-0{,}3^2)}{1^2\,1\,023{,}5^2}} = 0{,}04,\ 1/\text{cm},$$

valoarea maximă a momentului de încovoiere M_{zs} (formula 16) va fi:

$$M_{0s} = \frac{10^{-3} \cdot 1\,023{,}5 \cdot 1 \cdot 1\,147{,}6}{\sqrt{12\,(1-0{,}3^2)}} \left(1 - \frac{1}{0{,}04 \cdot 1147{,}6}\right) =$$

$$= 346 \text{ kgfcm/cm};$$

iar valoarea maximă a forţei tăietoare (formula 17) va fi:

$$Q_{0s} = -\frac{10^{-3} \cdot 1\,023{,}5 \cdot 1 \cdot 1\,147{,}6}{\sqrt{12\,(1-0{,}3^2)}} \left(2 \cdot 0{,}04 - \frac{1}{1\,147{,}6}\right) =$$

$$= -27{,}9 \text{ kgf/cm}.$$

Considerînd încărcările hidrodinamice, valoarea maximă a momentului de încovoiere va fi (formula 19):

$$M_{0d} = 222\,000 \cdot 446 = 99 \cdot 10^6, \text{ kgfcm},$$

iar valoarea maximă a forţei tăietoare (formula 20) va fi:

$$Q_{0d} = X = 222\,000 \text{ kgf}.$$

Sarcina inelară, calculată cu formula (21), va fi:

$$N_{0d} = 8{,}23 \cdot 10^{-2} \cdot 1\,023{,}5 \sin\theta = 84{,}5 \cdot \sin\theta, \text{ kgf/cm}.$$

Tensiunile date de forţele şi momentele încovoietoare se vor calcula cu formulele cunoscute din rezistenţa materialelor. Pentru fiecare secţiune considerată, tensiunile date de forţele hidrostatice şi hidrodinamice, de încărcarea cu zăpadă, de forţele eoliene şi de greutatea proprie se vor însuma algebric.

III. Se trece la calculul fundului. Se admit următoarele date:

— raza fundului rezervorului, $R_1 = R = 10\,235$ mm;

— grosimea fundului din beton armat $s_1 = 1\,000$ mm;

— modulul de elasticitate a materialului fundului;

$E_1 = 270\,000$ kgf/cm²;

— coeficientul lui Poisson pentru betonul armat $\mu_1 = 0{,}166$;

— $K_0 = 0{,}5$ kgf/cm³.

Pentru :

$$D = \frac{E_1 s_1^3}{12(1-\mu_1^2)} = \frac{270\,000 \cdot 100^3}{12(1-0{,}166^2)} = 23{,}2 \cdot 10^9 \text{ kgfcm}$$

$$l = \sqrt[4]{\frac{D}{K_0}} = \sqrt[4]{\frac{23{,}2 \cdot 10^9}{0{,}5}} = 464 \text{ cm}$$

$$\alpha = \frac{R}{l} = \frac{1\,023{,}5}{464} = 2{,}20$$

$$\eta = \frac{r}{l} = \frac{1}{464} r = 0{,}215 \cdot 10^{-2} \cdot r$$

$$b_1 = \frac{l^3}{D} \cdot \frac{q_{max} \cdot u_1^M(\alpha)}{u_1^Q(\alpha) \cdot v_1^M(\alpha) - u_1^M(\alpha) \cdot v_1^Q(\alpha)} =$$

$$= \frac{464^3}{23{,}2 \cdot 10^9} \cdot \frac{25{,}6\,(-0{,}9276)}{(-0{,}9864)\,0{,}1\,275 - (-0{,}9\,276) \cdot (-0{,}3763)} =$$

$$= 0{,}215 \text{ cm}$$

$$d_1 = -\frac{l^3}{D} \cdot \frac{q_{max} \cdot v_1^M(\alpha)}{u_1^Q(\alpha)\, v_1^M(\alpha) - u_1^M(\alpha) \cdot v_1^Q(\alpha)} =$$

$$= -\frac{464^3}{23{,}2 \cdot 10^9} \cdot \frac{25{,}6 \cdot 0{,}1\,275}{(-0{,}9864) \cdot 0{,}1275 - (-0{,}9276) \cdot (-0{,}3763)} =$$

$$= 0{,}0295 \text{ cm},$$

în care valorile funcțiilor u_1^Q, v_1^Q, u_1^M, v_1^M, au fost luate din tabela 4 pentru o valoare a argumentului $\alpha = 2{,}20$, momentele de încovoiere radială și tangențială se calculează cu formulele (24), valorile funcțiilor u_1^M, v_1^M, u_1, v_1, u_1' și v_1' urmînd să fie luate tot din tabela 4, însă pentru o valoare a argumentului $\eta = 0{,}215 \cdot 10^{-2} \cdot r$.

În tabela 6 sînt cuprinse valorile lui M_r calculate pentru diametrul după axa y și pentru $\sin\theta = \pm 1$, iar în figura 17 este dată epura acestui moment.

Tabela 6

r mm	η	M_r, kgf cm/cm	Observații
0	0	0	În cadranele I și II (fig. 17) momentul M_r este negativ, iar în cadranele III și IV — pozitiv
100	0,215	1 185	
200	0,430	2 180	
300	0,645	3 130	
400	0,860	4 570	
500	1,075	4 750	
600	1,290	4 920	
700	1,505	4 500	
1 000	2,15	1 180	

Calculul momentelor M_θ (formula 24), M_{rc} și $M_{\theta c}$ [1] decurge în mod similar și nu ne vom opri în mod special asupra lui.

Valoarea de calcul al momentului rezultant tangențial sau radial se va obține prin însumare algebrică a mărimilor componente în fiecare secțiune.

IV. Se trece la calculul de verificare la răsturnare. Se admit următoarele date :

— greutatea rezervorului și capacului (fără lichid) $P_1 = 130\,000$ kgf ;

— greutatea fundului din beton armat — 1 200 000 kgf ;

— greutatea lichidului din rezervor $\pi \cdot R^2 \cdot h \cdot \gamma = 3\,800\,000$ kgf ;

— coordonata centrului de greutate a rezervorului cu capac (fără fund) $Z_g = 700$ cm.

Valoarea momentului de răsturnare (formula 28) :

$$M_{răsturnare} = \frac{130\,000}{10} \cdot (700 + 100) +$$

$$+ 222\,000 \cdot (446 + 100) + \frac{\pi}{9} 1\,023{,}5^4 \cdot$$

$$\cdot 0{,}1 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}3 = 628{,}8 \cdot 10^6 \text{ kgfcm}.$$

De remarcat că momentul de răsturnare dat de greutatea proprie a rezervorului este $M_{sg} = 10{,}4 \cdot 10^6$ kgfcm, pe cînd momentul de răsturnare dat de presiunea hidrodinamică pe pereți și fund este $M_X + M_F = 618{,}4 \cdot 10^6$ kgfcm.

Valoarea momentului de stabilitate (formula 29) :

$$M_{stabilitate} = (130\,000 + 1\,200\,000 +$$

$$+ 3\,800\,000) \cdot 1\,023{,}5 = 5\,260 \cdot 10^6 \text{ kgfcm}.$$

Rezultă că este satisfăcută condiția de stabilitate :

$M_{răsturnare} = 618{,}4 \cdot 10^6$ kgfcm $\ll M_{stabilitate} = 5\,260 \cdot 10^6$ kgfcm, ceea ce era de așteptat avînd în vedere că diametrul rezervorului este de aproape două ori mai mare decît înălțimea sa.

---

[1] *Goldenblat, I. I., Nikolaenko, N. A.* Rasciot konstrucții na deistvie seismiceskih i impulsnîh sil. Gosstroiizdat, Moscova, 1961. [2] *** Issledovanie po seismostoikosti zdanii i soorujenini. Trudî instituta ȚNIISK. Vîp. 6. Gosstroizdat, Moscova, 1961. [3] *Timoșenko, S. P.* Plastinki i obolociki. Gostehizdat, Moscova, 1948. [4] *Vihman, G. L., Kruglov, S. A.* Osnovî konstruirovania apparatov i mașin neftepererabatîvaiușcih zavodov. Gostoptehizdat, Moscova, 1962.

Documentare

Dezvoltări ale motoarelor Diesel britanice mari marine în ultima decadă. P. Jackson. Proceedings of the Institution of mechanical engineers-Internal combustion engines group. 1963.

Singurele motoare marine de mare putere de construcție complet britanică sînt cele fabricate de Doxford. Ele sînt în doi timpi, de tipul cu pistoane opuse. În ultimii 10—12 ani acestor motoare li s-au adus îmbunătățiri în patru direcții: simplificări constructive, turbosupraalimentare, adaptare la combustibili grei, creșterea puterii la 22 000 CP.

Sistemul de injecție cu conductă comună a fost înzestrat cu o pompă multiplă de combustibil, cu cilindri opuși, care debitează în butelii de acumulare, cîte una pentru fiecare cilindru. În dreptul fiecărui cilindru, o supapă de reglare a debitului primește combustibilul din acumulator și-l repartizează celor două injectoare cu comandă hidraulică. Camele care comandă supapele de reglare sînt simetrice relativ la volumul minim al cilindrului și ca urmare nu este necesară nici o manevră specială pentru inversarea sensului de mers.

Folosirea combustibililor de mare viscozitate a pretins încălzirea acestora în rezervoarele de serviciu, dubla lor centrifugare, reîncălzirea la intrarea în pompa de combustibil. Conductele de combustibil spre buteliile de acumulare sînt izolate și asociate cu conducte de abur pentru a împiedica răcirea combustibilului pînă la injectoare. Uzura foarte accentuată a cămășilor de cilindri, datorită procentului mare de sulf (pînă la 4%) din combustibilii grei, a fost combătută atît prin utilizarea uleiurilor cu aditivi alcalini care combat acțiunea corosivă a sulfului, cît și prin modificarea sistemului de ungere pentru o ungere mai corectă a cilindrilor.

Prin turbosupraalimentarea cu răcire intermediară a fost realizată o creștere a puterii cu 50%. Sistemul fiind cu impuls, grupul de supraalimentare este montat în imediata vecinătate a cilindrului, astfel încît, cînd luminile de evacuare sînt descoperite de pistonul superior, gazele arse sînt conduse prin conducte scurte de diametru redus spre turbină. Din turbină, gazele arse sînt folosite și într-un schimbător de căldură pentru serviciile auxiliare.

Motorul tip J de 20 000 CP, la 115 rot/min are nouă cilindri, cu alezajul de 760 mm și cursa combinată de 2 180 mm. Reducerea distanței dintre cilindri a fost posibilă prin aceea că brațele manetoanelor laterale formează fusurile paliere. Lungimea arborelui cotit este de 17,998 m și greutatea sa de 125 t. Motorul cu pistoane opuse are avantajul unui bun echilibraj. La acest motor, pentru fiecare cilindru sînt trei coturi dintre care cele două extreme se rotesc invers față de cel central, astfel încît este posibil ca aceste mese rotitoare să-și echilibreze reciproc momentele. Mișcările opuse ale pistoanelor superioare și inferioare fac ca momentele primare rezultante, neechilibrate, să fie mici. Datorită rigidități mari a arborelui cotit, a distanței reduse dintre cilindri și a greutăților relativ mici, frecvențele naturale sînt înalte astfel încît frecvențele periculoase ale vibrațiilor torsionale ale agregatului motor-elice sînt mult în afara turațiilor motorului.

În viitor se prevede construirea unor motoare de aproximativ 35 000 CP. Motorul în doi timpi cu supapă de evacuare în chiulasă are distanța dintre cilindri egală cu de 1,8 ori alezajul și, ca atare, este la fel de compact ca și motoarele cu distribuția numai prin lumini. Motorul de tip J are distanța dintre cilindri puțin sub de 2,3 ori alezajul și se apreciază că încă sînt rezerve pentru o și mai mare compactizare.

Colocviu asupra orientării tehnicii mașinilor agricole. J. Garnier. In: Ingénieurs de l'automobile. Journal de la S.I.A. nr. 10, 1963.

În domeniul modificărilor puterilor motoarelor s-au înregistrat în ultimii 10—12 ani creșteri ale puterii de la 25 — 30, la 40, 50 și 65 CP și chiar la mai mult de 80 CP. Pînă nu de mult, un tractor de 55 CP era privit ca o culme în gama de puteri. În prezent el a devenit însă un tractor normal. Creșterea de putere nu s-a produs paralel cu o creștere a greutății totale a tractorului, din contra au apărut așa-numitele microtractoare. Creșterea puterii s-a datorat în primul rînd echipării tractorului cu o serie de utilaje auxiliare puse în mișcare de prize de putere.

Apariția microtractoarelor a marcat dispariția motocultivatoarelor care ajunseseră pînă la 400 kg, complet echipate, și ca urmare greu manevrabile. Motocultivatoarele mici de 4—6 CP sînt încă utilizate pe scară foarte mare, cu multe avantaje. Microtractoarele le-au înlocuit numai în domeniul 8—12 CP.

În ceea ce privește transmisiile, au început utilizările pe scară mai largă a frînelor cu disc, a cutiilor de viteze sincronizate, a prizelor de putere semiindependente. Frîna cu disc are în agricultură unele avantaje deosebite: frînare egală în ambele sensuri de mers, mare eficiență în sarcini mari, chiar cu roți de diametru redus, insensibilitate la praf și noroi. Dezavantajul frînelor cu disc în privința cerinței unor forțe mai mari de acționare este evitat prin utilizarea servomecanismelor integrate în circuitul hidraulic de ridicare.

S-a introdus și diferențialul cu blocaj automat obținut prin comandă hidraulică.

În domeniul mașinilor de recoltat se semnalează introducerea mai largă a mașinilor pentru recoltarea legumelor destinate consumului imediat sau conservelor: mazăre, fasole, cartofi.

Dezvoltările ulterioare par să fie dirijate spre crearea de priză de mișcare cu comandă hidrostatică, spre transmisii hidrostatice integrale, spre tractoare cu patru roți motoare cu o structură foarte apropiată de a șasiurilor autopurtate și spre tractorul cu turbină cu gaze sau cu transmisie electrică alimentată prin pilă de combustie.

Utilizarea tractorului agricol în exploatarea forestieră. X. de Mégille. In: Ingénieurs de l'automobile. Journal de la S.I.A., nr. 2, 1963.

Folosirea tractorului agricol în condițiile particulare ale exploatării forestiere a arătat că sînt necesare unele adaptări față de proprietățile solului, de sarcinile de transportat și de lucrările cu totul specifice domeniului forestier.

Îmbunătățirea aderenței roților motoare se realizează prin lanțuri de aderență sau prin semișenile, care se montează fie între roțile motoare și cele din față, fie între primele și roțile intermediare.

Pentru trasul aproape al buștenilor, tractorul trebuie echipat cu un troliu, deoarece apropierea tractorului de buștean deseori nu se poate face. Transportul bușteni poate fi făcut nu numai prin ancorarea lor la cîrlig și remorcarea prin alunecare, ci și prin intermediul unor dispozitive cu roți care ridică bușteanul de pe sol. În acest mod, rezistența la cîrlig scade considerabil și, în plus, se protejează solul, ceea ce este de o mare importanță în pădurile cu puieți.

Transportul lemnelor tăiate impune montarea unor macarale ușoare pe tractor în vederea ridicării pachetelor de lemne, uneori legate cu un cerc de sîrmă. Remorcile pentru transportul lemnelor au evoluat spre construcția semiremorcă, pentru mărirea aderenței pe roțile motoare ale tractorului, cum și spre soluția remorcilor cu roți motoare. Principiul unei astfel de remorci constă în legătura mecanică a roților remorcii cu priza de putere a tractorului. Cu ajutorul unui dispozitiv de roată liberă, roțile remorcii devin motoare imediat ce tractorul dă semne de patinare.

Pentru defrișarea terenului care urmează să fie împădurit, tractorul agricol poate fi echipat destul de convenabil cu toate instalațiile necesare care sînt comandate de priza de putere.

Tractorul agricol răspunde, în bune condiții, și la lucrările specifice de prelucrare a solului în pădure, la plantarea și întreținerea plantațiilor.

Construcția unei rețele cît mai ramificate de drumuri forestiere este o strictă necesitate, reducînd distanțele de tras aproape. În cele mai multe cazuri, este mai rentabil să se construiască cîțiva kilometri de drum forestier, pe care să se circule cu autocamioane la viteze relativ mari, decît să se parcurgă distanțe mari în ambele sensuri pe pîrtii desfundate, cu mașini care au inerent viteze mici de înaintare, așa cum sînt tractoarele. Drumurile forestiere semitemporare necesită o atentă întreținere. Pentru construcția și mai ales pentru întreținerea acestor drumuri, tractorul agricol poate fi folosit cu mult succes, permițînd echiparea sa cu toate dispozitivele specifice.

În fine, tractorul agricol este o mică centrală de energie, care poate alimenta o serie întreagă de utilaje cu energie electrică, mecanică, pneumatică.

Transmisie cardanică cu elemente elastice. In: Glasers Annalen, nr. 9, 1963.

La unele locomotive Diesel cu transmisie hidraulică, folosite pe căile ferate din R.F.G., cuplarea dinamului, folosit și ca electromotor de pornire, cu motorul Diesel se face printr-o transmisie cardanică cu elemente elastice.

Prin introducerea acestui cuplaj s-a urmărit reducerea șocurilor ce apar la pornirea motorului Diesel, în momentul intrării în funcțiune a bateriei de acumulatoare. Cuplajul este compus dintr-un ax cardanic obișnuit și un cuplaj elastic special. Legătura dintre partea de antrenare *1* și partea antrenată *2* (fig. 1) se realizează prin intermediul unor inele

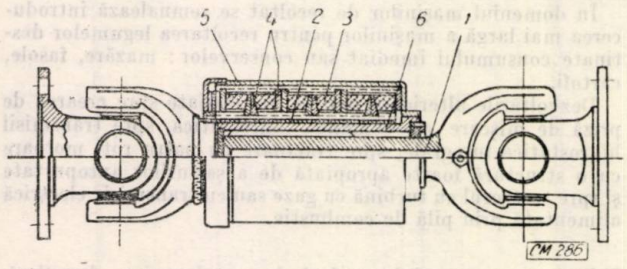


Fig. 1

de cauciuc *3* vulcanizate pe discurile metalice *4*. Partea antrenată *2* sudată de articulația cardanică prezintă o dantură exterioară, prin care angrenează cu dantura interioară a discurilor metalice *4*. Discurile metalice *4* angrenează la exterior cu dantura bucșei exterioare *5*, sudată de bucșa interioară *6* și prevăzută cu caneluri care permit în același timp și deplasarea axială a cuplajului.

Mecanismul de cuplare prezentat se dovedește suficient de elastic, prezintă o durată mare de funcționare și poate transmite un moment nominal de 420 kgfm la o turație de 3 400 rot/min. Pentru un cuplaj de 45 mm lungime greutatea este de numai 37 kgf, ceea ce reprezintă circa 75% din greutatea tipurilor de cuplaje cardanice cu elemente elastice folosite pînă în prezent.

Demaroare hidraulice. In: Hydraulic Power Transmission, nr. 8, 1963.

În ultima vreme, pentru pornirea motoarelor Diesel, care funcționează la temperaturi scăzute, se folosesc demaroare hidraulice. Acest tip de demaroare, pe lîngă faptul că asigură pornirea motorului la temperaturi joase, prezintă o construcție compactă, de greutate redusă, fără pericol de incendiu, putînd asigura o pornire lină, fapt foarte important pentru reducerea uzurii motorului. De asemenea, demaroarele hidraulice permit o variație rapidă a momentului transmis în funcție de turație. Constructiv, demarorul hidraulic se compune dintr-un motor hidraulic, un acumulator cu membrană, o supapă de distribuție și o pompă de mînă pentru realizarea presiunii necesare. La deschiderea supapei, lichidul de lucru, împins de aerul comprimat din acumulator, pătrunde în cilindrii motorului hidraulic, punîndu-l în mișcare. Printr-un pinion mișcarea este transmisă la coroana dințată a volantului motorului Diesel. Reglajul momentului și al turației de pornire se realizează prin variația deschiderii supapei de comandă. În figura 1 se prezintă construcția unui demaror de tipul menționat. Carcasa de aluminiu *2*, prevăzută cu supapa de comandă *1*, susține în partea sa centrală motorul hidrostatic

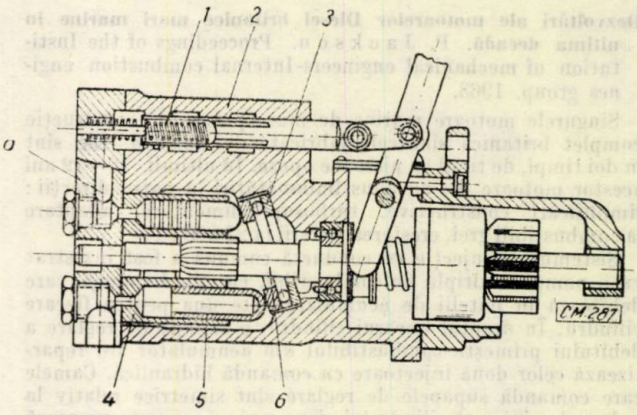


Fig. 1

cu blocul de cilindri *4* și arborele condus *6*. Pistoanele *5* sînt dispuse axial și sprijinite cu un capăt pe rulmentul *3*, înclinat cu un unghi de 20°.

În timpul funcționării demarorului (fig. 2) se deschide supapa de comandă *3*, acumulatorul *1* fiind pus în legătură cu corpul motorului hidrostatic *5*. Lichidul sub presiune

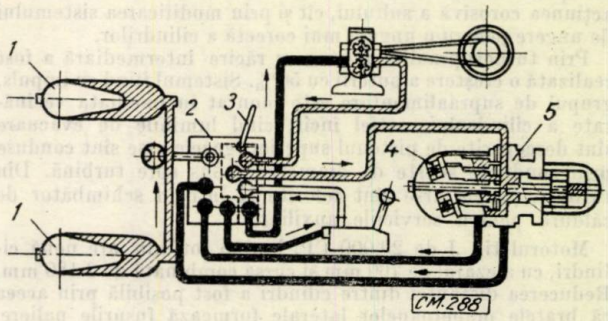


Fig. 2

deplasează pistoanele motorului hidrostatic determinînd rotația blocului cu cilindri; mișcarea este transmisă prin arborele respectiv la pinionul demarorului. După trecerea prin motor lichidul se întoarce în rezervorul *2*. Pentru a se evita uzurile mari, cuplarea pinionului demarorului cu coroana volantului se realizează mecanic în perioada cînd supapa de comandă livrează motorului hidrostatic o cantitate redusă de lichid; se asigură astfel o cuplare completă la o turație redusă. La deplasarea în sens invers a pîrghiei de comandă se deconectează demarorul și se închide supapa de comandă. Un dispozitiv special de cuplare împiedică funcționarea demarorului la turații mari, în cazul cînd pinionul nu a fost decuplat de coroana volantului.

Încercările efectuate au precizat durata mare de funcționare a dispozitivului; după 73 000 de porniri nu au apărut semne vizibile de uzură.

Pe lîngă avantajele menționate, demarorul hidraulic asigură și presiunea necesară în sistemul de ungere a motorului.

Demaroare de același tip au fost folosite în condiții arctice. Pentru presiuni cuprinse între 105 și 141 kgf/cm² demaroarele utilizate dezvoltau o putere între 89 și 118 CP (12,9—17,1 kgf/m). Pornirea motoarelor a putut fi asigurată în mod corespunzător chiar în condițiile unor temperaturi foarte scăzute.

Cercetări de sudură. In: Automobile engineer, aprilie 1963.

În anul 1945 s-a organizat Asociația britanică de cercetări în sudură (British Welding Research Association) la Abington lîngă Cambridge. În laboratorul acesteia lucrează peste 200 de cercetători. Lucrările de cercetare se împart în trei mari grupe: studii metalurgice, studii inginerești și cercetarea proceselor de sudură. Un departament special ține legătura cu diferite uzine, avînd un serviciu de asistență, o bibliotecă și editura.

Studiile metalurgice sînt împărțite în domeniile feros și neferos. Primul domeniu acoperă proprietățile și microstructura metalelor de sudură, cracarea zonală a oțelurilor austenitice și feritice etc. Microscopia electronică este larg folosită în aceste cercetări, mai ales legat de dezvoltarea precipitărilor de carburi și influența lor asupra rezistenței materialelor. În primul rînd se studiază modurile de inițiere și propagare a ruperilor. Se detectează fazele, carburi și incluziuni, care sînt cauzele ruperilor. De asemenea, se cercetează traseul general al rupturii și se examinează modul de rupere a constituenților individuali. În al doilea rînd, în cazurile cînd modul de rupere nu este cunoscut, el se poate deduce, deoarece diferitele tipuri — la oboseală, de clivaj, de fibraj — au aspecte distincte la microscară. În domeniul metalurgiei neferoase, cercetările curente se preocupă de semnificația defecțiunilor în sudurile aluminiului, de tehnica sudurii autogene pentru aliajele de magneziu etc.

Studiile inginerești sînt îndreptate în special asupra problemelor de ruperi prin oboseală și fragilitate și asupra proiectării și construcției recipienților de presiune. Recent s-au organizat cercetări și în domeniul efectului acoperirilor plastice asupra rezistenței la oboseală a sudurilor.

Activitățile departamentului de tehnologia sudurii se împart în trei categorii: sudura cu arc, rezistență și alte forme. O parte a cercetărilor este dirijată pentru extinderea intervalului de folosire a metodelor existente de sudură și pentru selecționarea lor în vederea unor aplicații particulare. Laboratoarele sînt utilate pentru orice proces industrial de sudură; printre cele mai noi sînt sudura prin frecare și prin explozie.

Formarea electrică și aplicațiile respective. G. Bacquais. In: La Métallurgie et la Construction Mécanique, ianuarie 1964.

În comparație cu alte metode de fabricație, formarea electrică prezintă atît avantaje importante, cît și cîteva inconveniente. Astfel, metoda permite un control precis al parametrilor procesului și în consecință a proprietăților fizice și chimice ale produsului. Dacă materialul matriței este ales și prelucrat în mod corespunzător, numărul pieselor formate este practic nelimitat, precizia de prelucrare fiind aceea corespunzătoare matriței.

În ce privește prețul de cost, acesta nu devine avantajos decît pentru un număr mare de produse. Se mai pot preciza ca dezavantaje: ritmul redus de fabricație, în comparație cu alte metode, reproducerea defectelor matriței și apariția tensiunilor interne determinate de incluziunile de hidrogen necesitînd un tratament termic ulterior. Rezultă că, în prealabil, înainte de punerea în fabricație a unei piese prin metoda formării electrice, trebuie să se realizeze o precisă analiză a avantajelor sau dezavantajelor în raport cu metodele de lucru obișnuite.

Metalul utilizat este funcție de destinația piesei; se folosesc cuprul, nichelul, fierul sau depuneri alternative Ni-Cu-Ni, Cu-Ni-Cu. În industria electronică se utilizează argintul sau aurul depus pe o piesă formată tot electric, din cupru sau nichel.

În cazul producției de serie, matrița este realizată din aluminiu, oțel invar, inoxidabil sau nichel; materialele plastice nu se pretează întotdeauna la confecționarea matrițelor, din cauza tendinței de dilatare la temperaturi joase și de umflare în soluții apoase; oțelul inoxidabil prezintă avantaje față de celelalte materiale, în special cînd matrițele sînt finisate electrolitic.

Înainte de operația propriu-zisă de depunere electrolitică, suprafața matriței trebuie pregătită, pe de o parte, pentru a permite așezarea stratului metalic, iar pe de altă parte, pentru a înlesni desprinderea la sfîrșitul operației. În cazul aliajelor cu punct de topire coborît, este suficientă o degresare prealabilă, desprinderea realizîndu-se prin topirea matriței; pentru matrițele din material plastic, se acoperă suprafața respectivă cu un strat conductor din grafit sau se reduce chimic un metal ca argintul sau cuprul. Matrițele din oțel inoxidabil sînt avantajoase, neavînd nevoie de strat conductor, iar desprinderea fiind asigurată prin prezența în aliaj a cromului, care determină o aderență redusă.

Operația durînd mult, apare necesitatea întreținerii concentrației sărurilor din baie; repartiția uniformă a curentului trebuie asigurată prin electrozi suplimentari, ca în cazul cromării dure, pentru a se obține o grosime uniformă a peretelui.

O serie de considerente practice determină utilizarea unui număr redus de substanțe utilizate ca electroliți. Cuprul se folosește sub formă de sulfat acid, care determină depuneri ductile, sub formă de compuși cu fluorul și borul, care permit densități mari de curent, stratul depus fiind lipsit de tensiuni interne, sau sub formă de fosfați, care determină depuneri cu o structură fină, însă cu o densitate de curent redusă. În ce privește nichelul, se utilizează, în general, clorura respectivă, fluoboratul, care determină piesei calități excepționale și compuși pe bază de sulf, remarcabili prin depunerea unor straturi fără tensiuni interne.

În stadiul actual al posibilităților de dirijare a fenomenelor ce intervin în cadrul procedeului, se consideră, de preferat, să se utilizeze băi cu formule simple și fără aditivi organici, al căror rol nu este încă binecunoscut, respectîndu-se întocmai prescripțiile pentru electrolitul folosit.

Ca domeniu de utilizare, formarea electrică se folosește oriunde este necesară o mare exactitate a formei, o anumită rezistență la coroziune într-un mediu specific (navigație spațială sau industria nucleară) sau rezistență la diferențe mari de temperatură; formarea electrică asigură în aceste cazuri aliaje suficient de omogene, care nu pot fi obținute prin alte metode.

Mașini de forjat cu încălzire electrică. In: La Métallurgie et la Construction Mécanique, vol. 96, nr. 1, 1964.

În cadrul prețului de cost al unei piese, unul dintre factorii cei mai importanți îl constituie timpul de prelucrare mecanică. Din această cauză este necesar ca operația de matrițare sau ștanțare să determine cote cît mai precise atunci cînd piesa prezintă suprafețe de contact. Cu toate eforturile depuse, pînă în prezent nu s-au putut realiza piese care să nu necesite cel puțin o rectificare a suprafețelor active.

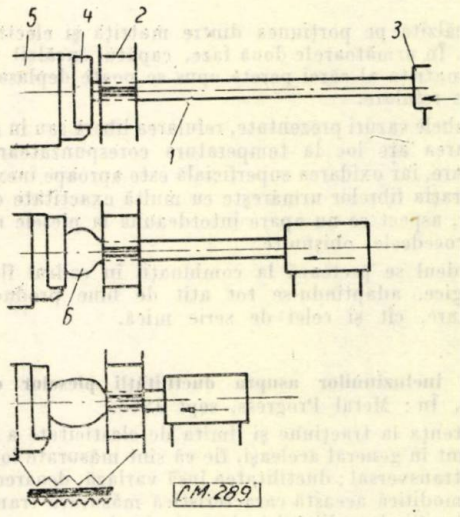


Fig. 1

Cauzele care împiedică determinarea unor cote precise, în cazul matrițării, sînt: oxidarea superficială a piesei încălzite, uzura rapidă a matrițelor din cauza scoriilor metalice

care au un efect abraziv şi variaţia dimensiunilor datorită dilatării.

Folosirea maşinilor de refulat cu încălzire electrică a permis într-o apreciabilă măsură înlăturarea inconvenientelor menţionate. În figura 1 apare schema de principiu a unei astfel de maşini: bara brută *1*, ghidată între becurile electrodului de ghidaj *2*, este împinsă de poansonul *3* pe placa *4* montată pe nicovala electrod *5*.

Curentul electric circulînd între cei doi electrozi prin porţiunea *6* a barei, o încălzeşte la temperatura de forjare, porţiunea considerată fiind refulată în acest moment de forţa de împingere a poansonului *3*. Refularea se realizează în mod progresiv, pe măsură ce porţiunea rece a barei înaintează şi este încălzită. Distanţa dintre electrozi creşte odată cu volumul refulat, fără a apărea un flambaj eventual în porţiunea încălzită. Curentul electric este întrerupt în mod automat cînd volumul refulat atinge valoarea necesară, iar capul încă cald este introdus în matriţa de finisare obişnuită. Procedeul prezintă avantaje importante: volumul refulat fiind precis reglat, se pot obţine piese fără bavură şi deci, cu dimensiuni mai precise; se poate realiza refularea barei în orice punct al său, înlocuind placa *4* prin becuri de fixare. În plus, procedeul poate fi folosit şi pentru refulare direct în matriţa finisoare. Refularea în matriţă comportă trei faze succesive, după cum reiese din figura 2. În timpul primei faze, bara

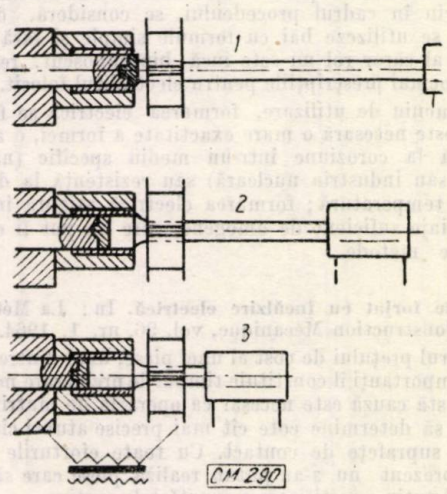


Fig. 2

este încălzită pe porţiunea dintre matriţă şi electrodul de ghidare. În următoarele două faze, capătul încălzit al barei umple matriţa al cărei perete opus se poate deplasa, creînd golul de refulare.

În ambele cazuri prezentate, refularea liberă sau în matriţă, deformarea are loc la temperatura corespunzătoare forţei de apăsare, iar oxidarea superficială este aproape inexistentă. Configuraţia fibrelor urmăreşte cu multă exactitate conturul exterior, aspect ce nu apare întotdeauna la piesele realizate prin procedeele obişnuite.

Procedeul se pretează la combinaţii în cadrul fluxurilor tehnologice, adaptîndu-se tot atît de bine producţiei de serie mare, cît şi celei de serie mică.

Efectele incluziunilor asupra ductilităţii pieselor din oţel forjat. În: Metal Progress, sept 1963.

Rezistenţa la tracţiune şi limita de elasticitate a oţelului forjat sînt în general aceleaşi, fie că sînt măsurate longitudinal, fie transversal; ductilitatea însă variază, deoarece incluziunile modifică această caracteristică măsurată transversal, efectul lor fiind neglijabil în lungul piesei.

Pentru a stabili o relaţie cantitativă între ductilitatea transversală (măsurată prin strictţiune) şi conţinutul de incluziuni în oţel, s-au efectuat numeroase încercări pe epruvete dintr-un oţel cu vanadiu cu următoarea compoziţie chimică: 0,29—0,33% C; 0,75—0,85% Mn, 0,23—0,34% Si; 0,007—0,018% Ph; 0,005—0,019% S; 0,82—0,87% Cr; 1,75—1,90% Ni; 0,38—0,45% Mo şi 0,07—0,085% Va.

Epruvetele, preluate transversal din 24 piese forjate, au fost supuse unui tratament termic pentru a le mări duritatea pînă la 15 400—16 800 kgf/cm². După ce au fost încărcate pînă la rupere pe o maşină de încercat rezistenţa la tracţiune, au fost secţionate astfel încît suprafaţa examinată (4 × 12 mm) să fie paralelă cu axa epruvetei şi să intersecteze suprafaţa de rupere; toate tipurile de incluziune au fost identificate cu metode obişnuite (la microscop, sub lumină directă sau polarizată, prin atac selectiv şi la microscopul electronic).

Pentru a stabili conţinutul de incluziuni nemetalice ale acestui oţel, s-au examinat toate probele cu o mărire de 250 ori şi s-a folosit o reţea Whipple împărţită în 100 de pătrate.

Din curbele rezultate s-a constatat că ductilitatea scade cu cît conţinutul de incluziuni creşte şi cu cît aceste incluziuni sînt aşezate în lanţ.

Pentru a demonstra mai bine efectul incluziunilor dispuse în lanţ asupra ductilităţii, s-au efectuat două experienţe. În prima, epruveta preluată transversal dintr-o piesă forjată a fost încercată la tracţiune pînă ce a apărut o strictţiune, apoi a fost secţionată astfel încît să se examineze o suprafaţă paralelă cu zona de strictţiune; s-au găsit numeroase incluziuni unite prin microfisuri. Cea de-a doua experienţă a fost prelungită pînă la ruperea epruvetei a cărei suprafaţă a fost acoperită cu o depunere anodică pentru a se păstra eventualele incluziuni; proba metalografică a arătat că incluziunile în lanţ coincid cu suprafaţa de rupere. Rezultă deci că ruptura se produce în momentul în care microfisurile se unesc.

După cum ductilitatea măsurată transversal este determinată de conţinutul de incluziuni în lanţ, ductilitatea măsurată longitudinal este funcţie de numărul total de incluziuni.

Din încercările efectuate s-a tras concluzia că, dacă un metal nu ar conţine incluziuni dispuse în lanţ, ductilitatea măsurată longitudinal şi cea măsurată transversal ar fi egale; această concluzie a fost confirmată şi de încercările pentru determinarea rezistenţei la tracţiune, a limitei de elasticitate şi a strictţiunii pe epruvete dintr-un oţel topit sub vid, cu un conţinut foarte redus de sulf (0,005%), în care nu se pot forma incluziuni în lanţ şi la care ductilitatea măsurată transversal este egală cu cea măsurată longitudinal.

Paste din diamant pentru finisare. A. Seligman. În: La Machine Moderne, iulie 1963.

Cu ajutorul pastelor din praf de diamant se pot obţine finisări la precizia de ordinul 0,000025 mm, precizie necesară în numeroase ramuri ale ştiinţei şi industriei. În prezent se efectuează încercări pentru a îmbunătăţi şi mai mult eficacitatea acestor paste.

La toate pastele folosite pentru finisarea de precizie, uniformitatea dimensiunilor şi a repartiţiei particulelor abrazive, precum şi rezistenţa la compresiune şi duritatea lor sînt factori principali de care depinde calitatea finisării. Particulele de diamant au o rezistenţă la rupere şi deformaţie sub presiune de patru ori mai mare decît a celorlalte abrazive (carburi de siliciu şi de bor). De asemenea, nici un alt abraziv nu poate fi fragmentat în particule mai mici decît cele care trec prin sita „1 000"; se pot obţine particule de diamant care pot trece prin sita „60 000".

Pentru a se obţine paste de bună calitate este necesar ca diamantul să nu fie măcinat astfel încît să se spargă în ace şi aşchii plate, care nu prezintă tăişuri ascuţite. De asemenea, substanţele în care aceste particule se află în suspensie trebuie să aibă rolul unui lubrifiant şi al unui agent de răcire şi trebuie să conţină diferiţi aditivi pentru a împiedica aglomerarea particulelor sau încărcarea lor cu material înlăturat prin abraziune.

În prezent se efectuează numeroase încercări pentru producerea pastelor de lustruit din diamante artificiale şi pentru îmbunătăţirea operaţiilor de sfărîmare, cernere şi clasare după dimensiunile particulelor. Pastele de diferite grade se colorează diferit pentru a se uşura identificarea lor şi fiecare lot de fabricaţie este examinat la microscop pentru a se constata că grosimea medie a particulelor rămîne în limitele prescrise.

S-au fabricat discuri de lustruit dintr-un material numit Hyprocel, format din 50% produse sintetice și textile, care reține bine substanțele abrazive și lubrifianții. Aceste discuri se acoperă cu un strat sensibil la presiune, protejat de o foaie de hîrtie a cărei grosime este controlată la sutime de milimetru. Cu acest disc se pot obține suprafețe cu un înalt grad de planeitate, dacă se folosesc paste de diamant foarte fine. Discurile de lustruit numite Abradisc fabricate de firma Ergis sînt montate pe un suport de cauciuc și pot fi utilizate cu o viteză de rotație de 8 000 rot/min. Materialul abraziv este fixat cu ajutorul unei rășini pe un strat care aderă instantaneu pe suprafața discului, poate fi ușor detașat și are o durată de utilizare de cel puțin un an.

Debavurarea cu mai multe pietre de polizor. În: La Machine Moderne, iulie 1963.

Pentru a mări productivitatea debavurării se folosesc mai multe pietre de polizor, cu liant din rășini sintetice, montate paralel, cu o distanță între ele de circa 2 mm, obținută prin adăugarea pe una din fețele pietrei a unui produs pe bază de vată din sticlă, care dispare în timpul polizării pe o înălțime de 5—10 mm, formîndu-se astfel un interval de răcire între pietre.

Piatra de polizor este formată din 8 astfel de pietre; cele două extreme au o o grosime de 8 mm și cele intermediare de 6 mm. Aceste pietre se pot roti cu o viteză de 80 m/s datorită sistemului de răcire care împiedică înmuierea rășinii care servește ca liant pentru particulele abrazive.

Viteza de îndepărtare a metalului este mai mare. Pentru aceeași presiune a pietrei pe material, exercitată de lucrător, presiunea unitară este de 1,5 ori mai mare decît cu o piatră obișnuită, cu o încălzire mai mică.

Pietrele laterale sînt compuse dintr-un liant de rășină; ca particule abrazive sînt folosite corindonul și carborundul. Pietrele sînt armate cu trei țesături de nylon.

Pietrele intermediare nu sînt armate decît cu două țesături de nylon.

Principalul avantaj al acestui tip de piatră de polizor este că poate să se rotească cu o viteză de 80 m/s în loc de 30—45 m/s ca cele obișnuite. În urma încercărilor efectuate s-a stabilit că se pot înlătura următoarele cantități de metal:

— 48 kg metal pe oră pentru un oțel austenitic cu 20% Cr și 10% Ni;

— 39 kg metal pe oră pentru un oțel carbon față de 16, respectiv 12 kg metal pe oră, înlăturate cu o piatră obișnuită.

Fabricația arborilor cotiți mari. M. Bourzès. În: La Métallurgie et la Construction Mécanique, vol. 96, nr. 1, 1964.

Fabricația arborilor cotiți mari prezintă dificultăți apreciabile în primul rînd datorită masei respective.

În cadrul articolului se prezintă aspectele caracteristice ale realizării arborilor cotiți pentru un motor Diesel de 10 000 CP cu 10 cilindri în linie și pentru unele de 5 000 CP cu 5 cilindri în linie. Arborele primului motor cîntărind în total 45 600 kgf este format din trei părți separate, respectiv cu cîte patru, trei și două manetoane; arborele cotit al celui de-al doilea motor este format dintr-o singură bucată în greutate de 22 t.

Materialul de elaborare este oțelul cît mai pur și omogen posibil; se consideră că cel mai potrivit oțel este cel realizat în cuptorul electric bazic întrucît acesta permite eliminarea corespunzătoare a sulfului, fenomenul de segregare fiind mai redus.

Pentru motorul cu 10 cilindri, porțiunea de arbore cu patru manetoane are o greutate de 18 t, fiind necesar un lingou inițial de 81 t; pentru motorul cu 5 cilindri, lingoul are o greutate de 98,6 t, dimensiunile apărînd în figura 1. Pentru a se putea obține lingouri de această mărime se utilizează mai multe cuptoare electrice; temperatura de turnare este cît mai redusă (1 550°C), iar viteza de turnare de circa 3 000 kgf pe minut. La scoaterea prin lingotieră temperatura superficială este de 650°C, recoacerea începînd imediat la 700°C.

Se aplică un tratament de omogenizare de 24 ore la 650—700°C, 24 ore la 900°C și 24 ore la 1 000°C, după care temperatura e coborîtă la cea de forjare. Se înlătură extremitățile, lingoul ajungînd de la 98,6 t la 70,4 t, se rotunjește determinînd o formă cilindrică cu o prelungire pentru manipulare. După refulare și o nouă rotunjire, urmează o recoacere. Operația e repetată, după care blocul este tras sub formă de blum de secțiune pătrată.

Se trece apoi, în continuare, la forjarea de formare propriu-zisă, determinîndu-se forma necesară prin deplasarea transversală a manetoanelor și evitîndu-se răsucirea turioanelor. Operația de forjare durează 30 de zile. În figura 2 apare o secțiune prin piesă: prin coborîrea poansonului 1 se realizează excentricitatea manetonului în timp ce prin coborîrea blocului 2 se deplasează către stînga culisorul 3, care prin matrițele 4 și 5 formează brațele de manivelă.

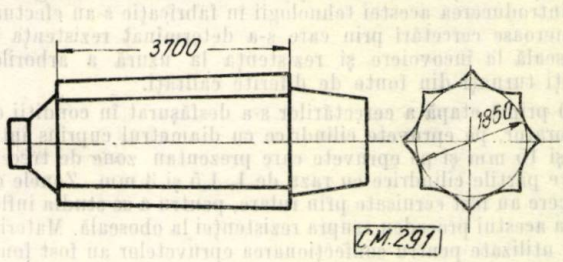


Fig. 1

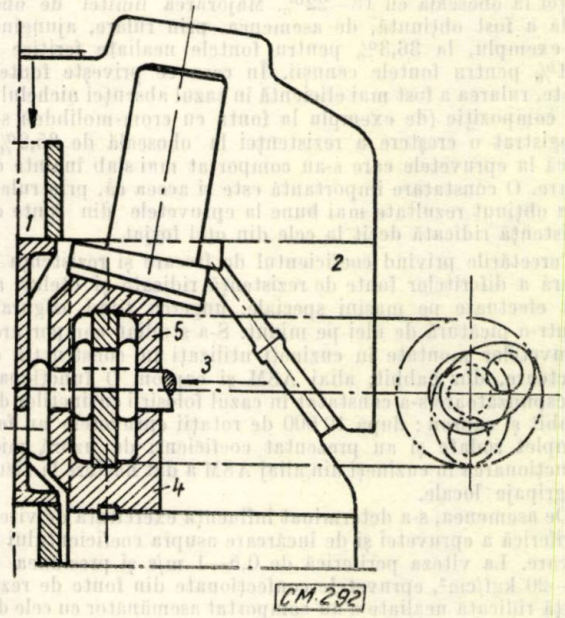


Fig. 2

Operația de forjare se realizează într-un interval de temperatură cuprins între 1 200°C și 800°C; nici o porțiune a piesei nu are o temperatură inferioară celei de 700°C. În timpul operației de forjare se introduce și o recoacere intermediară. După forjare are loc o recoacere finală și un tratament de calitate; recoacerea finală este formată dintr-o dublă normalizare la 900°C cu o durată de 12 ore urmată de o răcire în aer pînă la 150—200°C și o revenire de 12 ore la 600°C urmată de o răcire în cuptor; tratamentul de calitate durează 10 zile.

Se remarcă formarea succesivă a coturilor, unghiul de decalaj fiind obținut prin formarea orientată a acestora, fără a se utiliza răsucirea la cald a turioanelor. Se pornește astfel de la dimensiunile minim posibile ale lingoului, realizîndu-se o apreciabilă economie de material și de timp, iar configurația fibrelor urmărește în mod optim forma generală a arborelui. Eventualele defecte de turnare rămîn în axul piesei fără tendință de apariție.

Prelucrarea prin așchiere a arborelui necesită un important volum de manoperă, trebuind a fi îndepărtate circa 30 t de material pentru arborele motorului cu 5 cilindri.

Rezistența la uzură a arborilor cotiți din fontă de rezistență ridicată. P. I. Zemtskov, E. N. Iakșin, E. N. Harcemkov. În: Traktorî i selhozmașinî, nr. 1, 1964.

Înlocuirea arborilor cotiți, fabricați din oțel forjat, cu arbori cotiți turnați din fontă, duce la importante economii de material și la micșorarea duratei prelucrării mecanice. În legătură cu introducerea acestei tehnologii în fabricație s-au efectuat numeroase cercetări prin care s-a determinat rezistența la oboseală la încovoiere și rezistența la uzură a arborilor cotiți turnați din fonte de diferite calități.

O primă etapă a cercetărilor s-a desfășurat în condiții de laborator, pe epruvete cilindrice cu diametrul cuprins între 12 și 15 mm și pe epruvete care prezentau zone de trecere între părțile cilindrice cu raza de 1, 1,5 și 3 mm. Zonele de trecere au fost ecruisate prin rulare, pentru a se studia influența acestui procedeu asupra rezistenței la oboseală. Materialele utilizate pentru confecționarea epruvetelor au fost fonte de rezistență ridicată, nealiate și aliate cu cupru, cupru-crom, crom-molibden, nichel-molibden, crom-nichel-molibden.

Dintre fontele de rezistență ridicată nealiate, încărcate după ciclul simetric, de încovoiere, o comportare mai bună au avut fontele cu structură feritică, față de cele cu structură perlitică, care sînt foarte sensibile la rizuri și crestături. Rezistența la oboseală a fontelor de rezistență ridicată aliate a fost condiționată de elementele de aliere. Astfel, s-a constatat că prezența nichelului în compoziție duce la creșterea rezistenței la oboseală cu 18—22%. Majorarea limitei de oboseală a fost obținută, de asemenea, prin rulare, ajungînd, de exemplu, la 36,3% pentru fontele nealiate feritice și 23,4% pentru fontele cenușii. În ceea ce privește fontele aliate, rularea a fost mai eficientă în cazul absenței nichelului din compoziție (de exemplu la fonta cu crom-molibden s-a înregistrat o creștere a rezistenței la oboseală de 35,2%), adică la epruvetele care s-au comportat mai slab înainte de rulare. O constatare importantă este și aceea că, prin rulare s-au obținut rezultate mai bune la epruvetele din fonte de rezistență ridicată decît la cele din oțel forjat.

Cercetările privind coeficientul de frecare și rezistența la uzură a diferitelor fonte de rezistență ridicată și oțeluri au fost efectuate pe mașini speciale, ungerea fiind asigurată printr-o picătură de ulei pe minut. S-a studiat comportarea epruvetelor montate în cuzineți utilizați în construcția de tractoare, din babbit, aliaj ASM și capron. O funcționare corespunzătoare s-a constatat în cazul folosirii cuzineților din babbit și capron: după 10 000 de rotații epruvetele au fost complet rodate și au prezentat coeficienți de uzură mici. Funcționarea în cuzineți din aliaj ASM a dat naștere la rizuri și gripaje locale.

De asemenea, s-a determinat influența exercitată de viteza periferică a epruvetei și de încărcare asupra coeficientului de frecare. La viteza periferică de 0,5—1 m/s și presiunea de 15—20 kgf/cm², epruvetele confecționate din fonte de rezistență ridicată nealiate s-au comportat asemănător cu cele din fontă cenușie, cuplajul fiind făcut cu cuzineți din babbit. Majorarea valorilor parametrilor menționați a dus la diferențieri. Astfel, la 3 m/s și 100 kgf/cm² coeficientul de frecare al fontei de rezistență ridicată, determinat după 50 000 de rotații, a fost de 0,0057, iar al fontei cenușii, de 0,0090.

Cea mai mare rezistență la uzură au prezentat-o fontele de rezistență ridicată aliate; din acest punct de vedere cele cu crom-nichel-molibden au dat rezultate mai bune chiar decît oțelurile aliate. Luînd drept criteriu de comparație uzura oțelului Ol 45 (100%), uzura constatată la diferite fonte este: la fonta cenușie aliată cu crom-nichel 87%, la fonta de rezistență ridicată nealiată 62,5%, la fonta de rezistență ridicată aliată cu cupru 38%, la fonta aliată cu crom-nichel 12,5%, iar la fonta aliată cu crom-nichel-molibden 2,4%.

Aceeași corelație s-a obținut și la funcționarea epruvetelor în celelalte tipuri de cuzineți. Totuși, uzura epruvetelor a fost mai mare, din cauza acțiunii abrazive a particulelor desprinse din metal și încorporate în cuzineții din capron sau a particulelor de oxizi desprinse de pe suprafața cuzineților din aliaj ASM. Experimentările privind uzura cuzineților au arătat că, la funcționarea cu diferite epruvete, cel mai bine s-au comportat cuzineții din capron, ceva mai slab cei din babbit și mult mai defectuos cei din aliaj ASM.

Față de rezistența oțelurilor, uzura fontelor de rezistență ridicată s-a dovedit mai uniformă; de asemenea, creșterea uzurii fontelor de rezistență ridicată o dată cu creșterea încărcării a fost mai puțin intensă. Presiunea critică la care uzura începe să se majoreze rapid este sensibil mai mică la oțeluri.

A doua etapă a cercetărilor s-a desfășurat pe arborii cotiți turnați din aceleași materiale ca și epruvetele supuse încercărilor de laborator și montați pe motoarele de tractor SMD. Fusurile arborilor au fost călite CIF pe adîncimea de 3—5 mm, la HRc = 48—52 și ecruisate prin rulare. Rezultatele au coincis cu cele din laborator: cel mai bine s-au comportat arborii cotiți din fontă de rezistență aliată cu crom-nichel și crom-nichel-molibden.

Învelișuri refractare contra atacului vanadiului. În: Materials Protection, nr. 10, 1963.

Vanadiul se găsește în petrolul brut sub forma unui compus parafinic complex asemănător cu clorofila, un produs „greu", care face parte din ultimele fracțiuni (cu cît distilarea este mai înaintată, cu atît reziduul conține mai mult vanadiu). În timpul arderii, acest compus se oxidează și diferite produse care conțin vanadiu apar în deșeurile de ardere, care venind în contact cu suprafețele metalice le corodează puternic.

Coroziunea produsă de vanadiu se caracterizează prin ciupituri adînci umplute cu depozite microcristaline negricioase. Mecanismul, condițiile și alura coroziunii nu sînt încă stabilite; s-a constatat numai că metalele și aliajele au fiecare o anumită aptitudine la coroziunea vanadiului și că aceasta nu se produce decît sub punctul de topire al reziduurilor de ardere care conțin vanadiu.

Pentru ca nici o porțiune metalică să nu vină în contact cu atmosfera în care acțiunea corosivă a vanadiului se poate manifesta, acestea se învelesc cu materiale nemetalice pe care vanadiul nu le atacă sau le atacă într-o mică măsură. Un alt procedeu este acela de a ridica temperatura de topire a reziduurilor cu vanadiu peste temperatura de ardere, adăugînd anumiți oxizi metalici ca oxidul de magneziu sau oxidul de calciu, care dau, cu compușii care conțin vanadiu, eutectice cu punct de topire ridicat.

Se pare că în prezent este mai avantajos să se folosească acoperirile refractare care pot fi de mai multe feluri: de metale sau oxizi metalici topiți, ceramice, de mortar refractar în straturi subțiri și refractare armate.

După diferite încercări efectuate cu aceste tipuri de acoperiri s-a constatat că singurele care au fost în adevăr eficace sînt învelișurile refractare armate, aplicate în stare de topire; astfel s-a prelungit durata de funcționare a unor inele de suspensie de la unul la doi ani, la un cuptor de tratament termic.

S-au efectuat o serie de experiențe cu șapte produse refractare cu greutăți specifice diferite, armate la trei niveluri diferite — prin bucăți pătrate din tablă de oțel cu nichel-crom din două aliaje diferite sau prin bucăți în formă de V din același oțel, distanțate la 1 mm, aplicate pe două conuri reflectoare foarte expuse (așezate în drumul gazelor arse și în zona de radiație a flăcării).

Rezultatele obținute după 10—13 luni au arătat că protecția asigurată de materialele refractare cu greutate specifică mai mică este mai eficace (fără să se poată explica de ce). Armarea cea mai rezistentă este aceea compusă din cele mai mici pătrate din tablă de oțel.

Îmbinarea vanadiului prin difuziune activată. In: Welding Journal, septembrie 1963.

Dat fiind punctul său înalt de topire, vanadiul poate fi folosit la temperaturi ridicate atît pentru construcția pieselor, cît și pentru protejarea suprafețelor. Folosirea lui este însă limitată de faptul că nu poate fi îmbinat nici cu el însuși, nici cu alte metale, decît pierzîndu-și ductilitatea la temperatura ambiantă.

Încercări efectuate recent asupra îmbinării vanadiului (sub formă de tablă, benzi de tablă) între 900 și 1 100°C au arătat că difuziunea lui în stare solidă este mai activă atunci cînd una dintre suprafețele îmbinării este acoperită de o depunere

electrolitică de nichel sau de paladium, deoarece se produce o recristalizare între suprafeţele care se îmbină, astfel — încît după un tratament termic potrivit — nu mai există nici o urmă de separaţie.

În cursul acestor încercări s-au obţinut îmbinări satisfăcătoare şi prin alte două metode, prima fiind o sudare prin puncte urmată de o difuziune şi a doua un tratament termic sub un înveliş dintr-un aliaj de molibden-vanadiu, a cărei dilatare diferenţială era folosită pentru aplicarea încărcării în timpul difuziunii. În ambele cazuri s-au obţinut îmbinările optime după un tratament de 90 min la 1 000°C sau de 15 min la 1 100°C; s-a constatat că rezistenţa lor este funcţie numai de durata şi temperatura tratamentului, nu şi de grosimea stratului de nichel sau de paladiu, care a variat între 0,25 şi 2,5 μm.

Experienţele efectuate au arătat că difuziunea în interiorul unei astfel de îmbinări este întovărăşită neapărat de o recristalizare — cel puţin parţială — a metalului de bază care, ca urmare, îşi pierde ductilitatea la temperatura ambiantă. Totuşi, nu se produce nici o tendinţă de fisurare, astfel că se pot obţine îmbinări satisfăcătoare la temperaturi mai reduse decît cea de utilizare.

Recenzii

Măsurarea vibraţiilor mecanice de prof. ing. Gh. I. Buzdugan, membru corespondent al Academiei R.P.R., Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

An de an literatura tehnică de specialitate din ţara noastră se îmbogăţeşte cu valoroase lucrări din diferite domenii ale ştiinţei şi tehnicii. Una dintre acestea este şi lucrarea „Măsurarea vibraţiilor mecanice", apărută de curînd în Editura tehnică.

Studiul sistematic al vibraţiilor în construcţia de maşini este de dată relativ recentă, acesta apărînd o dată cu creşterea vitezei de lucru a maşinilor şi a turaţiei acestora. În timp ce la începuturile tehnicii moderne, primele motoare şi maşini-unelte erau supradimensionate, tehnica actuală impune folosirea de greutăţi din ce în ce mai mici pe unitatea de putere şi, în acelaşi timp, cere o sporire a vitezelor maşinilor.

Dacă acum treizeci de ani, un inginer mecanic era considerat ca un bun cunoscător al specialităţii sale, chiar dacă nu avea de loc cunoştinţe privitoare la vibraţii, astăzi nu se mai poate concepe acest lucru. Noţiuni despre tehnica vibraţiilor trebuie să aibă în prezent şi inginerii de orice specialitate, datorită necesităţii dezvoltării continue a construcţiilor de maşini şi, în general, a tuturor construcţiilor, pe baze economice şi cu indici calitativi superiori. Acest lucru se reflectă şi în faptul că în institutele de învăţămînt tehnic sînt prevăzute şi cunoştinţe de teoria vibraţiilor.

Practica soluţionării variatelor probleme referitoare la vibraţii arată însă că nu sînt suficiente numai studii teoretice, fără folosirea metodelor experimentale, fără existenţa laboratoarelor pentru măsurat vibraţiile, fără cunoaşterea tehnicii măsurării acestora.

Lucrarea „Măsurarea vibraţiilor mecanice" vine să umple acest gol existent în literatura noastră. Ea reprezintă o monografie care tratează, atît pe baza unei bogate şi actuale documentaţii din ţară şi din străinătate, cît şi pe baza unei îndelungate activităţi de cercetare desfăşurată de autor în cadrul Institutului politehnic din Bucureşti, cele mai importante probleme referitoare la măsurarea vibraţiilor.

Lucrarea cuprinde 10 capitole. După prezentarea unor noţiuni din teoria vibraţiilor şi aspectul vibraţiilor în diversele domenii ale tehnicii sînt prezentate capitolele care se referă la măsurarea vibraţiilor mecanice, şi anume: privire generală asupra măsurării vibraţiilor, aparate mecanice şi optice de măsurare a vibraţiilor, captori pentru măsurarea electrică a vibraţiilor mecanice, aparate electrice pentru măsurarea vibraţiilor, maşini şi mese vibratoare, verificarea şi etalonarea aparatelor de măsurare a vibraţiilor, pregătirea şi executarea măsurilor de vibraţii şi un ultim capitol care se referă la prelucrarea şi interpretarea rezultatelor experimentale.

După cum se vede, în monografie sînt prezentate în principal metodele şi aparatele pentru măsurarea vibraţiilor, cum şi modul de prelucrare a rezultatelor experimentale; tocmai în aceasta constă unul dintre marile merite ale lucrării, deoarece este necesară inginerilor proiectanţi care au de rezolvat probleme privind proiectarea, modernizarea sau reproiectarea unor maşini şi instalaţii care în exploatare prezintă vibraţii ce depăşesc limitele admisibile.

Faptul că sînt descrise cele mai variate şi importante tipuri de aparate folosite la măsurarea vibraţiilor (aparate mecanice, optice, electrice etc.) reprezintă un real folos pentru tehnicienii, colaboratori atît de preţioşi ai inginerilor, care deservesc astfel de aparate.

Numeroasele exemplificări din domeniul construcţiilor metalice şi al construcţiilor de maşini, cum şi exemplele practice, îi sporesc utilitatea.

Lucrarea prof. Gh. Buzdugan, „Măsurarea vibraţiilor mecanice" scoate în evidenţă o problemă deosebită, privitoare la varietatea aparaturii necesare pentru studiul problemelor mai complexe referitoare la vibraţii. Ca o consecinţă a acestui fapt apare necesitatea existenţei unor laboratoare dotate cu cele mai noi tipuri de aparate descrise în lucrare, şi altele, ca de exemplu aparatele automate de analiză armonică a vibraţiilor destinate cercetării, proiectării şi construcţiei maşinilor, cerute de tehnica modernă.

A. Ripianu, şi A. Albu. **Osii şi arbori rectilinii**. Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 299 pag.

Destinată proiectării, execuţiei şi controlului osiilor şi arborilor rectilinii, lucrarea este formată din 12 capitole.

Capitolul 1 cuprinde clasificarea osiilor şi arborilor rectilinii şi enumerarea etapelor de proiectare a acestor organe.

În capitolul 2 sînt prezentate bazele teoretice de calcul. Paragrafele componente se referă la forţele care acţionează asupra osiilor şi arborilor rectilinii, statica osiilor arborilor rectilinii sprijiniţi pe două sau mai multe lagăre, calculul eforturilor unitare şi de predimensionare; particularităţile determinării eforturilor unitare în funcţie de caracterul acţiunii sarcinilor. Metodele de calcul elaborate pentru diferite cazuri practice sînt aplicate într-o serie de exemple numerice.

Capitolul 3 este consacrat verificării osiilor şi arborilor rectilinii la oboseală. După definirea rezistenţei la oboseală se analizează factorii care au o influenţă şi se stabilesc relaţiile de calcul pentru rezistenţele admisibile şi coeficienţii de siguranţă. Capitolul conţine un bogat material grafic privind schematizarea diferitelor cicluri de solicitări variabile, coeficienţii efectivi de concentrare a tensiunilor la solicitări statice şi dinamice, factorii dimensionali, coeficienţii de siguranţă necesari.

După calculul deformaţiilor la încovoiere şi răsucire, prezentat în capitolul 4, în capitolul 5 se examinează problemele vibraţiilor arborilor rectilinii: turaţiile critice ale arborilor supuşi la încovoiere, efectul giroscopic produs de masele circulare asupra mişcării vibratorii, influenţa exercitată asupra acesteia de fenomenul de histerezis, vibraţiile de răsucire. Mai amplu este dezvoltat paragraful rezervat arborilor sprijiniţi pe două lagăre, solicitaţi la încovoiere (arbori încărcaţi cu o masă circulară, cu n mase

circulare, precum şi cu n mase circulare şi o sarcină distribuită).

În capitolul 6 sînt date cîteva exemple de calcul bazate pe materialul teoretic şi practic, prezentat anterior.

Capitolul 7 este consacrat studiului experimental al distribuţiei eforturilor unitare şi al deformaţiilor, a căror cunoaştere este necesară pentru dimensionarea corectă şi pentru utilizarea raţională a materialelor. În capitol sînt descrise trei metode care au acest obiectiv : fotoelectrică, tensiometrică şi roentgenografică.

Capitolul 8 se referă la formele constructive ale osiilor şi arborilor rectilinii. Pentru elementele componente ale acestora — suprafeţele de sprijin, portante şi libere — sînt indicate soluţiile corespunzătoare condiţiilor de funcţionare, în lumina prescripţiilor STAS şi a considerentelor de ordin practic, cu scheme şi tabele adecvate. În încheierea capitolului se examinează materialele utilizate în construcţia osiilor şi arborilor rectilinii. Problema formei acestor organe este reluată în capitolul 9, sub aspectul particularităţilor proiectării. În acest sens se analizează cerinţele impuse de eforturile unitare şi de deformaţii, de funcţionare şi montaj, prelucrarea, economia de material şi micşorarea greutăţii proprii. Legat de acestea, în capitolul 10 se prezintă criteriile de întocmire a desenelor de execuţie (reprezentare, cotare, indicarea abaterilor, calitatea suprafeţelor, toleranţe).

Tehnologia de fabricaţie a osiilor şi a arborilor rectilinii constituie obiectul capitolului 11. Se începe cu prelucrarea la cald şi apoi se trece la prelucrarea prin aşchiere, pentru care sînt expuse metodele şi utilajele moderne pentru degroşare, finisare şi netezire, cum şi elementele necesare proceselor tehnologice şi ale planurilor de operaţii. Paragraful următor cuprinde indicaţii asupra tratamentelor superficiale, în final efectuîndu-se o scurtă trecere în revistă a prelucrării de grup şi a unor probleme privind economicitatea prelucrării.

În capitolul 12 se tratează despre controlul şi verificarea osiilor şi arborilor rectilinii, cu referire la proprietăţile mecanice, dimensiuni şi calitatea suprafeţelor. În ultimul paragraf sînt prezentate procedeele de control nedistructiv.

Lucrarea înglobează numeroase informaţii şi soluţii pentru rezolvarea optimă a problemelor puse în legătură cu osiile şi arborii rectilinii. Aşa cum am arătat, pe lîngă considerentele teoretice, în lucrare sînt cuprinse date şi indicaţii practice sistematizate în tabele şi nomograme, exemple de calcul, metode cu caracter aplicativ. Ca atare, lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor din sectoarele de proiectare şi cele productive, cum şi studenţilor din învăţămîntul superior.

Cronica

Sesiunea întîia de comunicări tehnico-economice de la Combinatul Siderurgic Hunedoara

În zilele de 14—15 februarie 1964 a avut loc la Combinatul siderurgic Hunedoara prima sesiune tehnico-economică a acestui combinat.

La sesiune au participat reprezentanţii ministerelor interesate (Ministerul Industriei Metalurgice şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini), ai Comitetului de Stat al Planificării, ai institutelor de învăţămînt superior, ai institutelor de cercetări, precum şi ai uzinelor metalurgice şi constructoare de maşini.

După cuvîntul de deschidere rostit de tov. ing. *Şt. Constantinescu*, adjunct al ministrului Ministerului Industriei Metalurgice, s-au prezentat următoarele referate :

— Eficienţa economică a introducerii tehnicii noi la Combinatul siderurgic Hunedoara, de ing. *I. Niţă*.

— Cîteva rezultate ale aplicării statisticii matematice în siderurgie, de ing. *V. David*.

— Rezultatele obţinute în grija faţă de om, de dr. *N. Mihai*.

— Privire critică asupra metodologiei de determinare a gradului de folosire a capacităţii cuptoarelor siderurgice (furnal — cuptor Martin), de *S. Popa* şi *V. David*.

— Resurse secundare de energie la C.S.H., de *C. Naghi* şi *M. Bădărău*.

— Consideraţii asupra indicilor de utilizare a furnalelor şi cuptorului Martin, ca element de comparaţie, de *S. Popa* şi *O. Lung*.

— Contribuţii la studiul dezvoltării siderurgiei hunedorene, de *N. Chindler* şi *S. Popa*.

În ziua a doua a sesiunii, în cadrul lucrărilor celor două secţii (secţia I-a — cocs, aglomerat, fontă — şi secţia a doua — oţel, laminate), s-au prezentat 18 comunicări :

— Rezultatele obţinute în intensificarea proceselor de aglomerare a minereurilor de fier, de *V. Răileanu* şi *M. Foltiska*, în care s-au prezentat rezultatele cercetărilor efectuate la fabrica de aglomerare C.S.H. cu privire la intensificarea procesului de aglomerare cu var în instalaţia experimentală, precum şi cîteva rezultate obţinute la scară industrială.

— Contribuţii la ridicarea temperaturii aerului insuflat la furnalele C.S.H., de *R. Mociofan*, *S. Forisz* şi *Gh. Gheorghişor*, în care se deduce posibilitatea ridicării temperaturii aerului insuflat la agregatele existente prin modificarea constructivă a arzătorului, mărirea debitului de gaz combustibil ars, automatizarea acţionării ventilelor şi menţinerea raportului aer-gaz la valorile optime.

— Valoarea metalurgică a minereurilor de fier indigene, de *S. Popa* şi *V. Dincan*, în care s-a prezentat o formulă generală de calcul cu ajutorul căreia se poate aprecia direct pentru fiecare minereu, preţul de cost al fontei, consumul specific de cocs, rentabilitatea îmbogăţirii lui etc.

— Consideraţii privind problema coroziunii în secţiile chimice, de *L. Beldeanu*.

— Consideraţii asupra metodologiei de stabilire a preţului de cost în industria cocso-chimică, de *V. Dincan*.

— Probleme legate de consumul specific de cocs în producţia de fontă, de *I. Dinu*, *P. Opriş* şi *I. Bologa*.

— Unele rezultate privind încercările de valorificare a resurselor cocso-chimice secundare, de *Vl. David*, *L. Beldeanu*, *Gh. Marosin* şi *E. Kaba*.

— Fabricarea fontei-fosforo-vanadiene din minereurile de la Căpuş, de *I. Dinu*, *I. Borza* şi *M. Foltiska*.

— Criterii de apreciere a nivelului calitativ al producţiei de oţel, de *O. Klöckle* şi *N. Bologa*.

— Consideraţii asupra refacerii şi întreţinerii vetrelor la cuptoarele Martin de mare capacitate, de Gh. Rădulescu, în care se expun metodele utilizate pentru reducerea timpului de staţionare la cald şi în special a timpului de refacere şi întreţinere a vetrelor.

— Particularităţi ale cuptoarelor adînci de la bluming, de *V. Văzdăuţeanu*.

— Cîteva considerente asupra bolţilor cuptoarelor Martin de capacitate mijlocie şi mare, de *N. Sîntimbreanu* şi *S. Faur*.

— Contribuţii la stabilirea unor norme de proiectare a lingotierelor, de *S. Ciocîrlie*.

— Supraîncărcarea cuptorului — metodă eficace în ridicarea productivităţii, de *A. Pedimonte*.

— Contribuţie la calibrarea profilelor asimetrice, de *S. Samoilescu* şi *A. Murariu*, în care se prezintă metoda elaborată şi aplicată cu bune rezultate la C.S.H. pentru calibrarea acestor profile.

— Unele aspecte tehnico-economice la laminarea la toleranţe negative, de *O. Niţă*.

— Încercări de încărcare a cilindrilor de laminare cu sîrmă înalt aliată, de *O. Klöckle* şi *C. Pleşa*.

— Consideraţii asupra lăţirii metalului în timpul laminării, de *A. Murariu* şi *S. Samoilescu*, în care se face o analiză comparativă a datelor experimentale asupra lăţirii, obţinute la laminarea sîrmei şi a profilelor mici.

În discuţiile de la şedinţa de închidere, participanţii la sesiune au apreciat nivelul ridicat al lucrărilor prezentate şi au subliniat importanţa deosebită a acestei sesiuni.

O sesiune tehnico-economică a metalurgiştilor din Braşov

În ziua de 3 decembrie 1963 a avut loc la Uzinele Steagul Roşu o consfătuire tehnico-economică a metalurgiş-

tilor din Braşov, cu tema: Metode şi utilaje de tehnică nouă, aplicate la elaborarea fontei în cubilou, în vederea ameliorării calităţii şi scăderii preţului de cost al pieselor turnate din fontă.

La această sesiune s-au prezentat următoarele referate:

— Progrese realizate la elaborarea fontelor în cubilou în întreprinderile din Braşov, de ing. *Ion Bratu* (Uzinele Steagul Roşu), în care se arată că pentru obţinerea unor piese din fontă, cu dimensiuni cît mai precise şi proprietăţi mecanice cît mai ridicate şi uniforme pe toată secţiunea pieselor, indiferent de grosimea acestora, este necesar să se folosească fonte modificate şi aliate sau cu grafit nodular, elaborate în cubilouri cu aer preîncălzit la 400—500°C, de tipul celor realizate la Atelierele de reparat automotoare şi la uzinele „Steagul Roşu". Autorul menţionează că la Uzinele Steagul Roşu s-a obţinut scăderea consumului de cocs de la 15 la 12%, o dată cu creşterea temperaturii la jgheab cu încă 80°C.

— Fonte brute folosite la topirea în cubilou şi influenţa lor asupra pieselor turnate, de ing. *Dan Barozzi* (Atelierul de automotoare), în care se scoate în evidenţă faptul că o serie de proprietăţi ale pieselor turnate din fontă, ca: tendinţa de formare a retasurilor şi suflurilor, de apariţie a microsegregaţiilor şi a crăpăturilor la cald, microporozităţilor şi a crăpăturilor la cald, caracterul formei grafitului, proporţia dintre perlită şi ferită şi posibilitatea de grafitizare la fontele maleabile depind de modul de elaborare a fontelor brute pentru turnătorie, adică de felul minereurilor folosite, de proporţia de aşchii de oţel introduse în furnal, de schimbările frecvente în compoziţia patului de fuziune etc. şi se propune înăsprirea condiţiilor de recepţie aplicate fontelor brute, prin introducerea determinării conţinutului de gaze, precum şi respectarea riguroasă a prevederilor din standardele în vigoare referitoare la condiţiile de expediere pe mărci a fontelor brute. În referat se propune de asemenea ca studiile efectuate de Centrul de cercetări metalurgice al Academiei R.P.R. asupra condiţiilor de elaborare ale fontelor brute la Hunedoara şi Calan să fie extinse şi la Combinatul siderurgic Reşiţa.

— Alcătuira bilanţului termic la pornirea unui cubilou, de ing. *Marin Nicolae* (Uzina Tractorul), în care se arată că pe baza analizei bilanţului termic este posibil să se aducă ameliorări în proiectarea şi exploatarea cubiloului, prin eliminarea pierderilor termice şi controlului combustiei, respectiv prin introducerea preîncălzirii aerului.

— Consumul de cocs şi căile reducerii lui, de ing. *Cristian Olteanu* (Uzinele Steagul Roşu), în care se expune principiul de construcţie şi rezultatele obţinute la uzinele Steagul Roşu prin realizarea şi punerea în exploatare a cubilourilor cu aer preîncălzit.

— Metode folosite pentru obţinerea fontelor cu caracteristici fizico-mecanice superioare, de ing. *Alexandru Fekete*, în care se arată că realizarea fontei cenuşii slab aliate cu 0,2—0,4% Cr şi 0,4—0,6% Cu, direct din cubilou prin introducerea ferocromului în cubilou şi a cuprului în oala de turnare este considerată în prezent soluţia optimă prin care se realizează în mod constant rezistenţe la rupere de peste 32 kgf/mm², durităţi pînă la 270 HB, o rezistenţă foarte bună la uzură şi posibilităţi de prelucrare în bune condiţii pe toate feţele pieselor, datorită structurii foarte uniforme, indiferent de secţiune.

În completare, tov. ing. *Ion Bratu* a expus o scurtă relatare a vizitei făcute, cu ocazia Congresului Internaţional de turnătorie de la Praga, în turnătoriile din R.S.C.

A IV-a sesiune de comunicări ştiinţifice a Institutului de cercetări metalurgice

În zilele de 12—15 ianuarie a. c. au avut loc la Bucureşti lucrările celei de a IV-a sesiuni de comunicări ştiinţifice a Institutului de cercetări metalurgice din cadrul Ministerului Industriei Metalurgice.

La sesiune au participat numeroşi reprezentanţi ai ministerelor, ai Comitetului de Stat al Planificării, ai Academiei R.P.R., ai institutelor de învăţămînt superior, de cercetări şi proiectări, ai uzinelor metalurgice şi constructoare de maşini, precum şi delegaţi din R.D.G., R.P.U., R.S.C., R.P.P.

Lucrările sesiunii s-au desfăşurat în patru secţii: fonte, oţeluri, tratamente termice, termo-tehnică; deformări plastice, încercări fizico-mecanice, sudabilitate; refractare, semicocs,; aliaje neferoase, metalurgia pulberilor, analize chimice, în care s-au prezentat şi dezbătut 66 referate, dintre care 45 ale lucrătorilor ştiinţifici din ICEM, 18 ale celor din alte întreprinderi şi 3 ale invitaţilor din străinătate.

Comunicările s-au referit la lărgirea bazei de materii prime, la obţinerea de noi mărci de oţeluri şi aliaje neferoase cu caracteristici tehnice superioare, la elaborarea unei tehnologii noi, la îmbunătăţirea calităţii produselor şi a indicatorilor tehnico-economici.

Dintre referatele prezentate menţionăm următoarele:

— Studiul proprietăţilor mecanice ale fontelor cu un conţinut de fosfor între 0,3 şi 2%, modificate cu siliciură de calciu şi prin barbotare cu azot, de acad. *Şt. Nădăşan* (Academia R.P.R., Centrul de cercetări tehnice, Timişoara);

— O metodă de determinare rapidă a rezistenţei la oboseală, de ing. *A. Bernat* (Academia R.P.R., Centrul de cercetări tehnice Timişoara);

— Determinarea limitei de curgere a oţelurilor prin încercări de fluaj de scurtă durată, de ing. *I. Hajdu* (Institutul politehnic, Timişoara);

— Consideraţii asupra comportării la sudare prin presiune a oţelului 40 L 10, de ing. *V. Micloşi*;

— Influenţa ecruisării din timpul prelucrării la determinarea rezistenţei la oboseală pulsatorie şi rezistenţă la oboseală a unor îmbinări sudate în capete, din oţelurile OL38 şi OL52, determinată pe microepruvete, de ing. *I. Ioviţiu* (Academia R.P.R., Centrul de cercetări tehnice, Timişoara);

— Cercetări de laborator şi experimentări în exploatare privind comportarea la uzură a saboţilor din fontă modificată cu conţinut ridicat de fosfor pentru vehiculele de şină, de ing. *I. Sulea* (Academia R.P.R., Centrul de cercetări tehnice, Timişoara);

— Contribuţii privind studiul oţelurilor refractare aliate cu 12% Cr, de ing. *N. Cosma*;

— Cercetări privind oţelul martensitic cu 20% Cr, de candidat în ştiinţe tehnice *N. Popescu*;

— Cercetări privind deformarea plastică a oţelurilor inoxidabile (18—8 şi oţeluri de înlocuire), de candidat în ştiinţe tehnice *E. Drăgan*;

— Placarea tablelor cu oţel inoxidabil — experimentarea procedeului cu lingou compus şi cu aplicarea sudării electrice în baie de zgură, de ing. *I. Franţiu*;

— Studiul influenţei Ni, N, Mo, Nb, V şi W asupra comportării la solicitări în regim de temperaturi ridicate în oţelurile refractare cu 12% Cr, de ing. *A. Constantinescu*;

— Cu privire la criteriile de laborator pentru determinarea susceptibilităţii la ambutisare adîncă a tablelor subţiri de oţel, de ing. *A. Constantinescu*;

— Consideraţii asupra rezistenţei la strivire a oţelurilor nealiate, de ing. *R. Prexl* (DGEMSI, Centrul de metrologie);

— Despre precizia reproducerii unităţilor de duritate Rockwell, de ing. *M. Raţiu* (DGEMSI, Centrul de Metrologie Timişoara);

— O maşină pentru determinarea capacităţii de amortizare, de ing. *L. Boleanţu* (Academia R.P.R., Centrul de cercetări tehnice, Timişoara);

— Cercetări privind sudarea oţelurilor slab aliate O9G2 şi SHL—4 în construcţii navale, de ing. *V. Lăcătuş* (Şantierul Naval Galaţi);

— Necesitatea studiului şi elaborării normelor privind stabilirea proprietăţilor laminatelor la temperaturi joase, de ing. *Vl. Popovici* (Uzinele Electroputere, Craiova);

— Contribuţii la studiul determinării solicitărilor efective în epruvete de oţel la încercarea rotativă cu şocuri adiţionale, de ing. *T. Hrelescu* (Academia R.P.R., Centrul de cercetări tehnice, Timişoara);

— Materiale de fricţiune din pulberi metalice pentru discurile de ambreiaj ale tractorului, de *V. Manolache*;

— Cercetări privind recuperarea deşeurilor de aliaje dure, de ing. *S. Radu*;

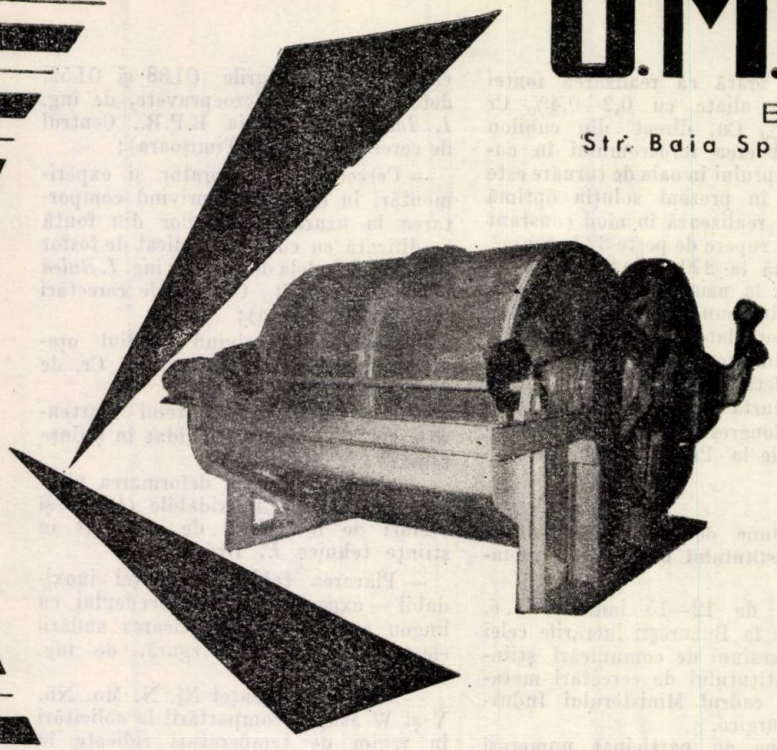
— Metodă nouă de analiză folosită în controlul fabricaţiei electrocorindonului, de chim. *Maria Demian* (Uzina Carbochim, Cluj).

Comunicările prezentate în această sesiune au fost apreciate de participanţi, provocînd un viu interes şi numeroase discuţii în care s-a subliniat importanţa deosebită a acestei sesiuni.

U.M.M.U.M.

BAIA MARE

Str. Baia Sprie nr. 170, telefon 1078



fabrică:

ALIMENTATOARE CU PLĂCI, CU SANIE ŞI ROTATIVE

AGITATOARE MECANICE

CELULE DE FLOTARE

CIURURI VIBRATOARE

CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ

FILTRE DE VID

ÎNGROŞĂTOARE

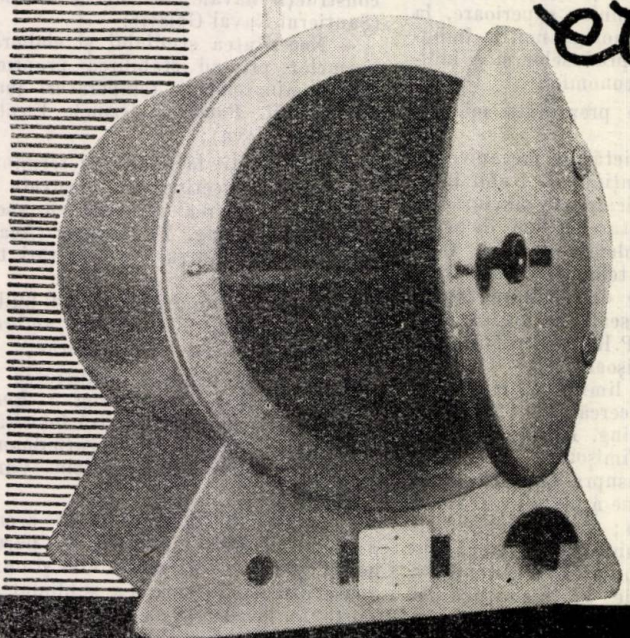
POMPE DE TULBUREALĂ

VAGONETE DE FUNICULAR

BILE ŞI BARE PENTRU MORI DE MĂCINAT MINEREU etc.

ETUVA electrică

TIP E 150



CAMERA DE ÎNCĂLZIRE
Ø 395 × 390 mm

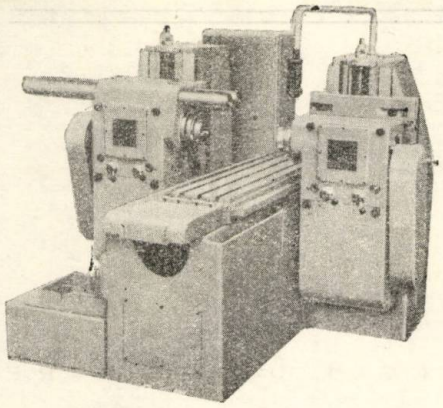
DOMENIUL TEMPERATURILOR DE LUCRU 40 – 15°C

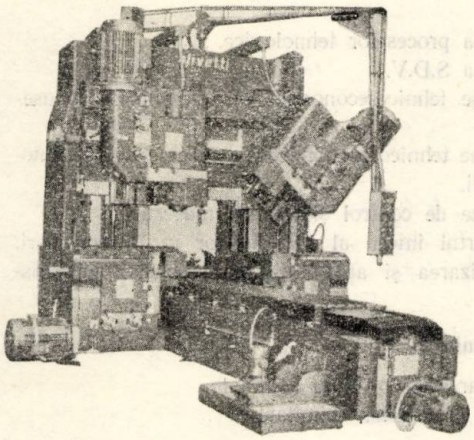
MENŢINEREA TEMPERATURII SE FACE CU O PRECIZIE DE ± 2 – 130°C

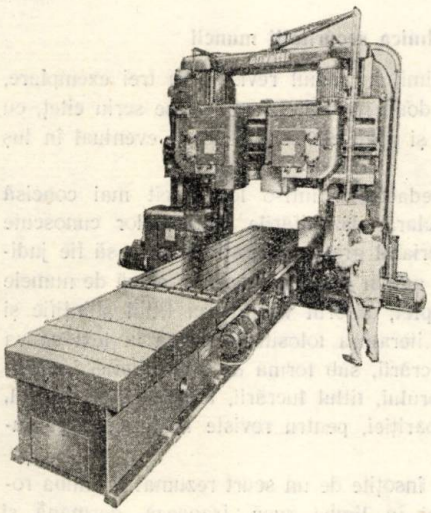
LA CERERE SE LIVREAZĂ CU ACCESORII PENTRU DETERMINAREA UMIDITĂŢII PRODUSELOR AGRICOLE VEGETALE

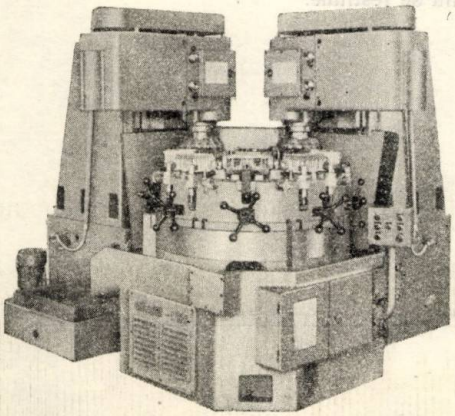
UZINA TEHNOMETAL

TIMIŞOARA – STR. GLORIEI NR.11 – TEL.: 37-06









Mașini de frezat longitudinal de construcție standard Olivetti

Mașini de frezat longitudinal tip FP4

Mașini de frezat longitudinal automate pentru prelucrarea în serie a pieselor de dimensiuni mijlocii și mari. Acest tip a fost realizat cu piese tipizate și interschimbabile, studiate în funcție de parametrii geometrici riguroși, permițînd realizarea unei game vaste de construcții standard. Pot fi prevăzute cu 1, 2, 3 capete de frezat dispuse vertical, orizontal sau opus.

Caracteristici :

Lățimea mesei	440 mm
Cursa mesei	600—1000—1400—2000 mm
Numărul vitezelor de lucru ale mesei	32 de la 28-1 000 mm/min

Ciclul de lucru comandat de 7 contacte permițînd obținerea a diverse tipuri de cicluri în ambele sensuri.

Capete de frezare	U10	U10R	UP18
Puterea electromotorului	10	10	18 CP
Turația mandrinei	63—800	500-5 600	18-560 rot/min

Mașini de frezat longitudinal tip FP6—FP9—FP12—FP16

Mașini de frezat longitudinal pentru prelucrarea pieselor grele și de dimensiuni mari, realizate în forme constructive similare celor de dimensiuni medii și, în plus, cu 1 sau 2 montanți și traversă mobilă.

Tip FP6

Cursa mesei	1 250—2 000—3 200 mm
Lățimea mesei	630 mm
Greutatea (în funcție de construcție)	10 000—38 000 kgf

Tip EF9

Cursa mesei	2 000—3 000—4 000—5 000 mm
Lățimea mesei	900 mm
Greutatea (în funcție de construcție)	14 000—50 000 kgf

Tip FP12—FP16

Cursa mesei	3 000—4 000—5 000 mm
Lățimea mesei	1 250—1 600 mm
Greutatea (în funcție de construcție)	20 000—70 000 kgf

Capete de frezare	U25	U32	UP25	UP32
Puterea electromotorului	25	32	25	32 CP
Turația mandrinei	18—1 000		25—200	rot/min

Mașini de frezat cu masă rotativă FG4

Mașini special adaptate pentru lucrări de finisare cu ciclu continuu și pentru producție de serie mare.
Au posibilitatea montării pe masă a unui mare număr de dispozitive.
Cînd piesa permite, se pot executa, într-o singură operație, degroșarea și finisarea cu o mașină cu două capete independente.

Diametrul mesei	1 100 mm
Numărul vitezelor de lucru pentru diametrul de 1 000 mm	32 de la 56—2 000 mm/min
Timpul necesar unei rotații a mesei	56—1,6 min
Capetele de frezare (conform tip FP4)	tip U10—U10R
Greutatea maximă admisibilă pe masă	1 000 kgf

Gama de mașini de frezat, de construcție standard, este completată cu tipul FP3 pentru lucrări semiușoare și AF30 pentru lucrări ușoare. În plus, Olivetti construiește mașini de frezat cu echipament special pentru producție de mare serie, potrivite pentru a fi introduse în linii de transfer.

olivetti

MAȘINI — UNELTE
Ing. C. OLIVETTI & C., S.p.A.
San Bernardo d'Ivrea (Torino)

ÎN ATENȚIA CITITORILOR

Revista urmărește difuzarea lucrărilor valoroase din producție, institute de învățămînt superior și de proiectări și cercetări, publicînd articole de la toți specialiștii din țară și de la colaboratorii din străinătate. În scopul orientării tematice raționale a revistei se indică problematica principală din domeniul de specialitate al revistei :

1. **Probleme de construcție, cercetare și încercări**

1.1. Probleme de ridicare a randamentului și a eficienței economice a mașinilor și instalațiilor.
1.2. Micșorarea greutății proprii a mașinilor.
1.3. Modernizarea mașinilor și instalațiilor.
1.4. Reducerea consumului specific de oțeluri și metale neferoase.
1.5. Metode moderne de proiectare și alegere a organelor principale de mașini.
1.6. Probleme de tehnica vibrațiilor.
1.7. Sisteme moderne de acționare și transmisii.
1.8. Metode pentru creșterea durabilității și a siguranței de funcționare a mașinilor și instalațiilor.
1.9. Problemele arhitecturii și prezentării produselor.

2. **Probleme tehnologice**

2.1. Metodele calculelor tehnologice pentru regimurile optime de funcționare, executarea formelor complexe și construcția sculelor.
2.2. Utilizarea mașinilor speciale.
2.3. Linii tehnologice și linii automate.
2.4. Metode pentru acoperirea suprafețelor.
2.5. Probleme de sudură.
2.6. Probleme din tehnologia materialelor plastice.

3. **Probleme de organizarea și economia producției**

3.1. Problemele creșterii productivității muncii.
3.2. Profilarea, specializarea și cooperarea întreprinderilor.
3.3. Tipizări și unificări de elemente, subansambluri și mașini.
3.4. Tipizarea proceselor tehnologice.
3.5. Tipizarea S.D.V.
3.6. Probleme tehnico-economice ale asimilării produselor.
3.7. Probleme tehnico-economice ale mecanizării și automatizării.
3.8. Probleme de control și tehnica măsurării.
3.9. Transportul intern al materialelor în întreprinderi.
3.10. Mecanizarea și automatizarea lucrărilor administrative.

4. **Produse asimilate**

4.1. Prezentarea de produse asimilate.
4.2. Analiza produselor asimilate.

5. **Probleme de întreținere și exploatare a mașinilor și instalațiilor**

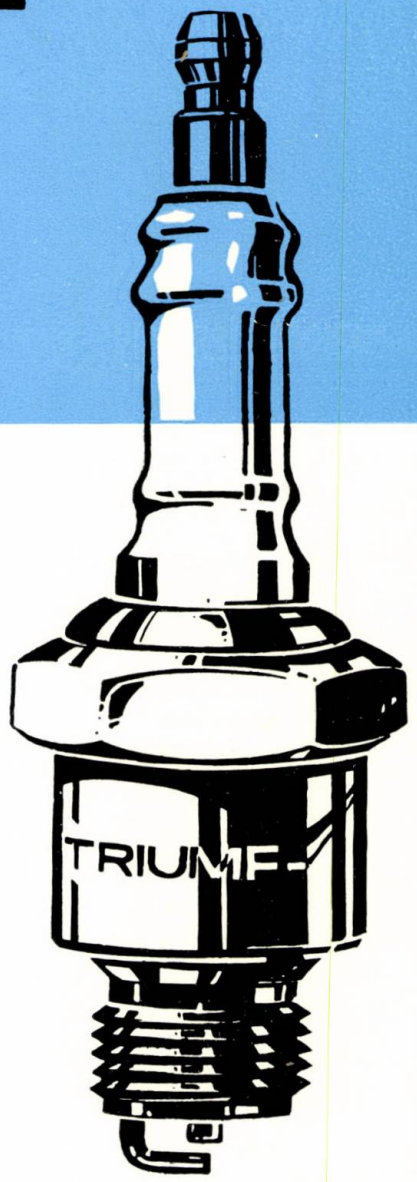
6. **Probleme de tehnica securității muncii**

Articolele se trimit la sediul revistei, în trei exemplare, dactilografiate la două rînduri. Formulele se scriu citeț, cu cerneală. Figurile și graficele se desenează eventual în tuș pe hîrtie de calc.

Articolele se redactează într-o formă cît mai concisă (8—10 pag.) și clară, dezvoltările problemelor cunoscute fiind evitate. Materialul grafic ilustrativ trebuie să fie judicios întocmit și în număr strict necesar. In afară de numele și prenumele complet, autorul va preciza titlul științific și locul de muncă. Literatura folosită și citată în text se va insera la finele lucrării, sub formă de bibliografie, indicîndu-se numele autorului, titlul lucrării, tomul, pagina, locul, editura și anul apariției, pentru reviste arătîndu-se și numărul.

Lucrările vor fi însoțite de un scurt rezumat în limba română (eventual și în limba rusă, franceză, germană și engleză).

Manuscrisele nu se restituie.



Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UȘOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI

produce:

Autobuze urbane de medie capacitate

Autobuze interurbane de medie capacitate

Uzina **AUTOBUZUL** București

RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

5

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVI • Nr. 5 • MAI 1964

UZINELE

Steagul Roșu

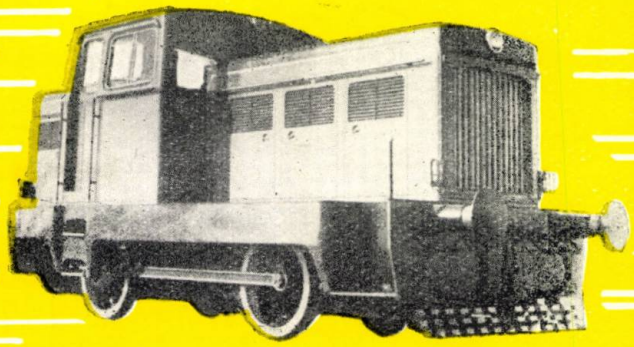
BRASOV

produc

Autocamioane

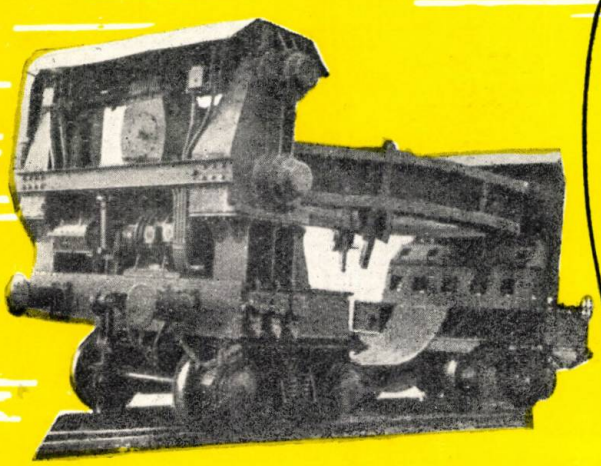
E 3279

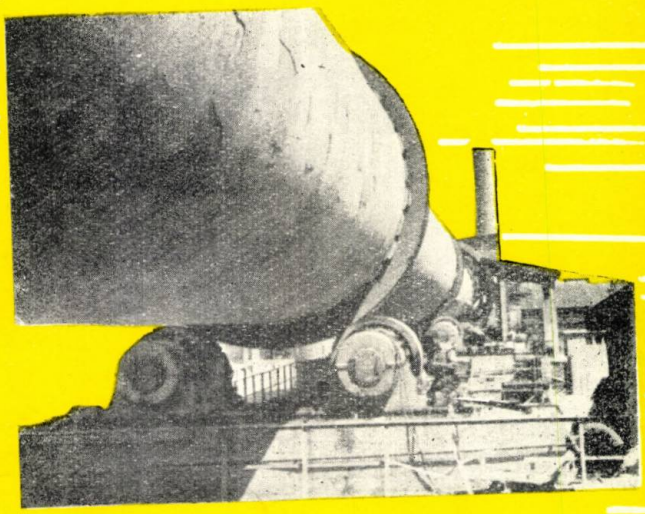
aterial ruiant
Automotoare de mare viteză și capacitate
Locomotive de manevră pentru cale normală



UZINELE 23 AUGUST

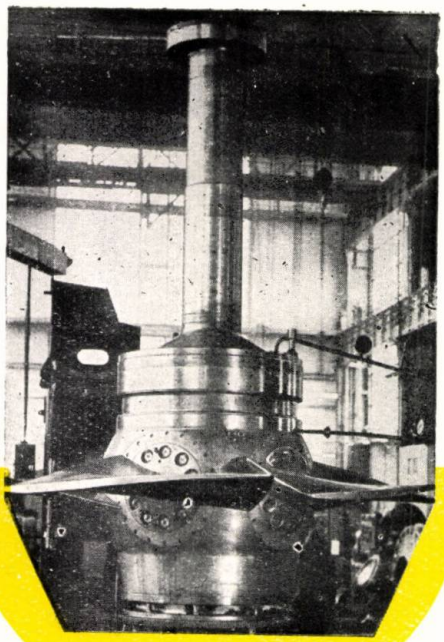
Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant

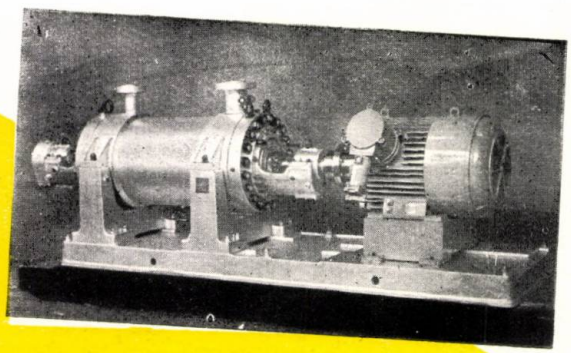


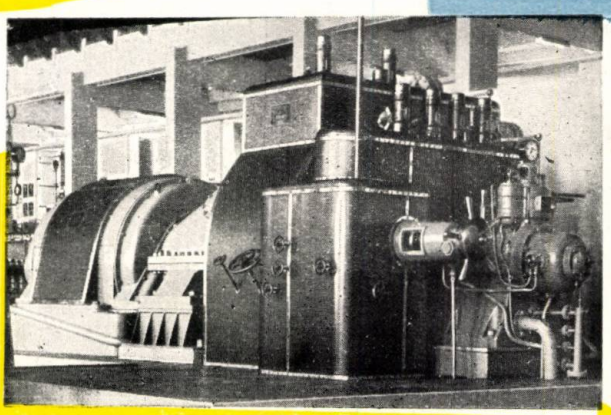


Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DE







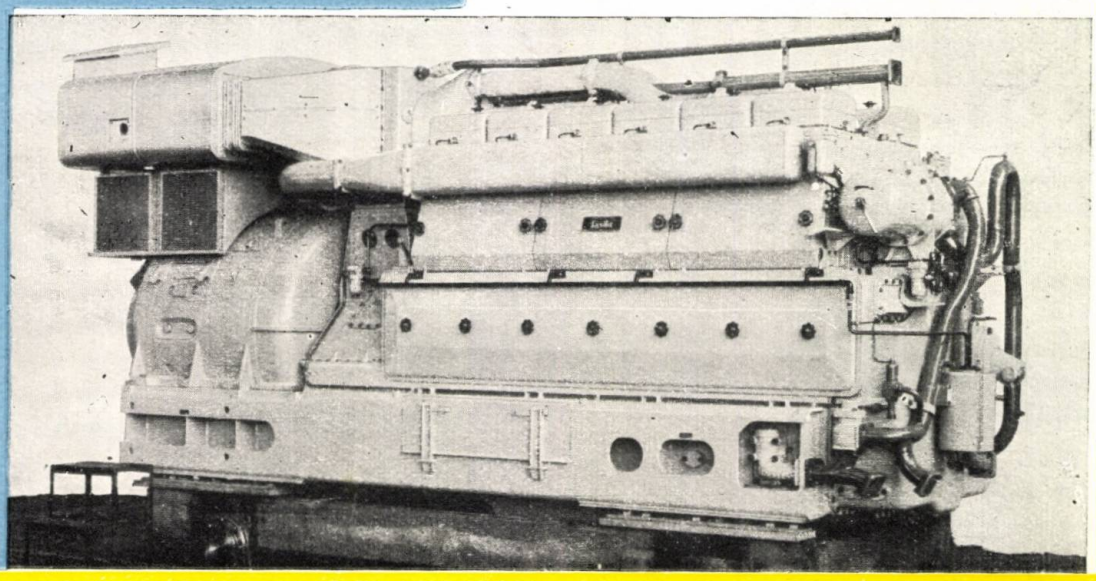
- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - cu condensație
  - cu priză
  - cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - 1 V — 15/7
  - 2 V — 30/7
  - 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - 15 000 Nm^3/h — 3 m col.apă
  - 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**

CONSTRUCȚII DE MAȘINI

UCM Reșița

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min pentru locomotive Diesel electrice de 2 100 CP



CARBOCHIM
CLUJ

PRODUSE ABRAZIVE

ELECTROCORINDON

CARBURĂ DE SILICIU

PIETRE DE POLIZOR

ABRAZIVI PE SUPORT

PRODUSE CĂRBUNOASE

ELECTROZI SIDERURGICI

ELECTROZI DE BATERII

ELECTROZI DE CRĂIȚUIRE

PASTĂ DE ELECTROZI

CARBOCHIM

UZINA Vulcan EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

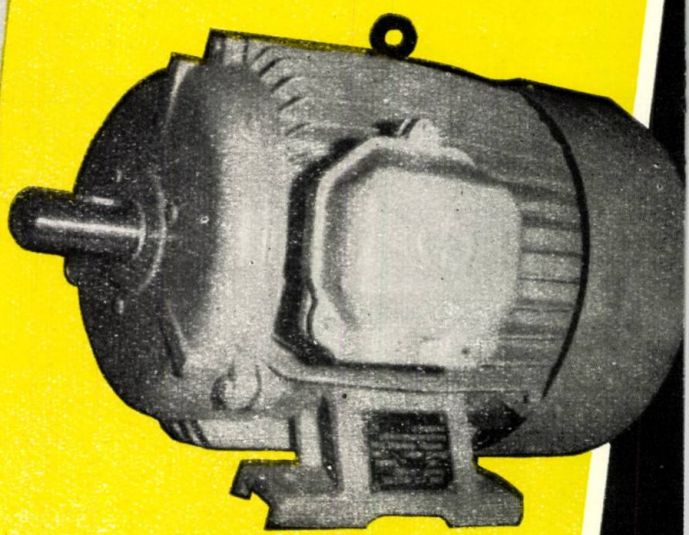
UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, București

Intreprinderea ELECTROMOTOR TIMIŞOARA



Execută:

- **motoare electrice asincrone trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4—30 kW**
- **aspiratoare de praf tip „Record"**
- **uscătoare de păr tip „Zefir"**
- **ventilatoare de masă**

ÎNFRĂȚIREA

Uzina de mașini-unelte Oradea

produce

MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

— Raboteze de 425 și 700 mm

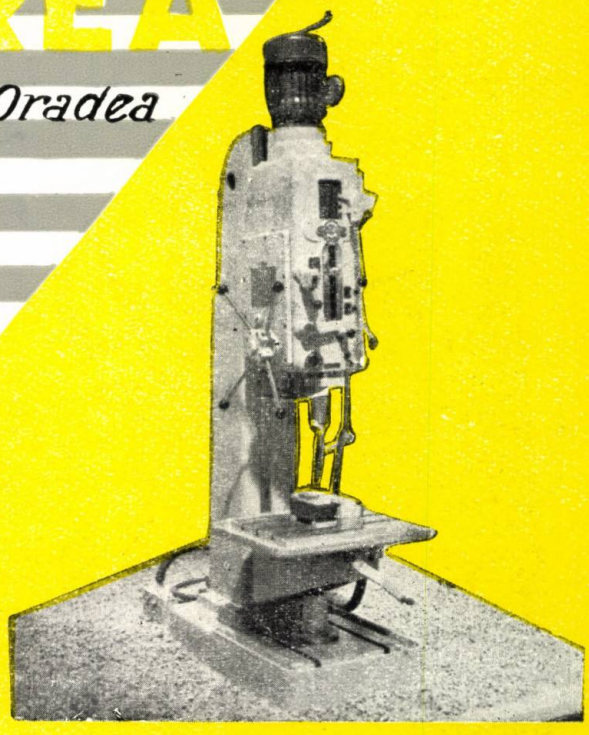
— Mașini de găurit 416, 425, 640

— Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t

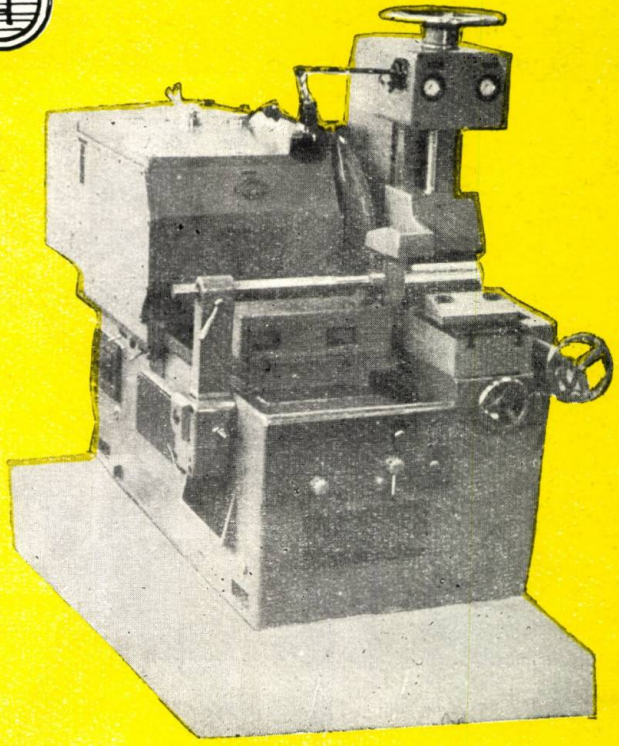
— Freze universale pentru sculărie

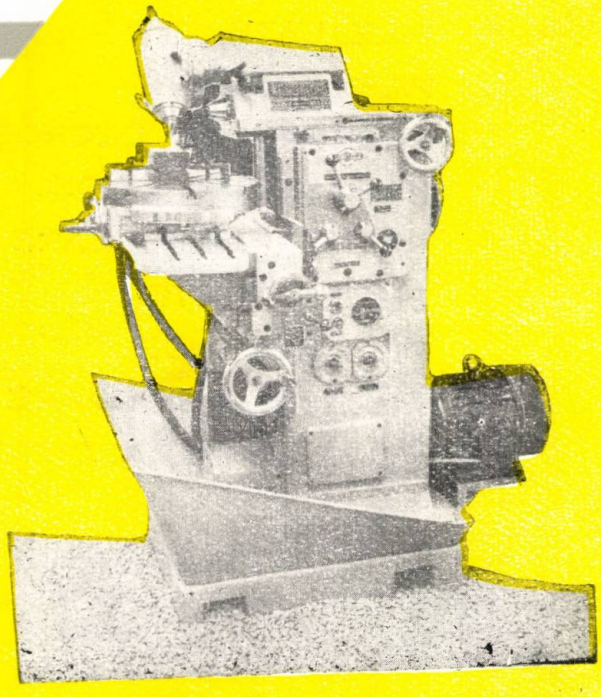
— Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm

— Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg



ÎNFRĂȚIREA

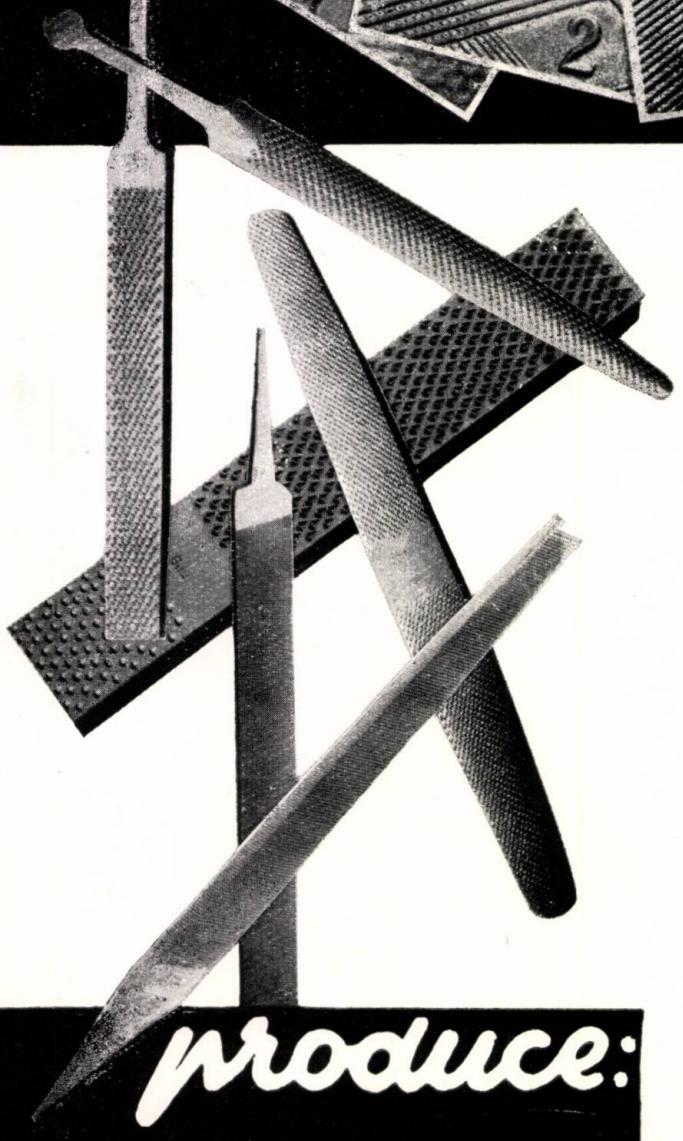




FABRICA DE PILE

București

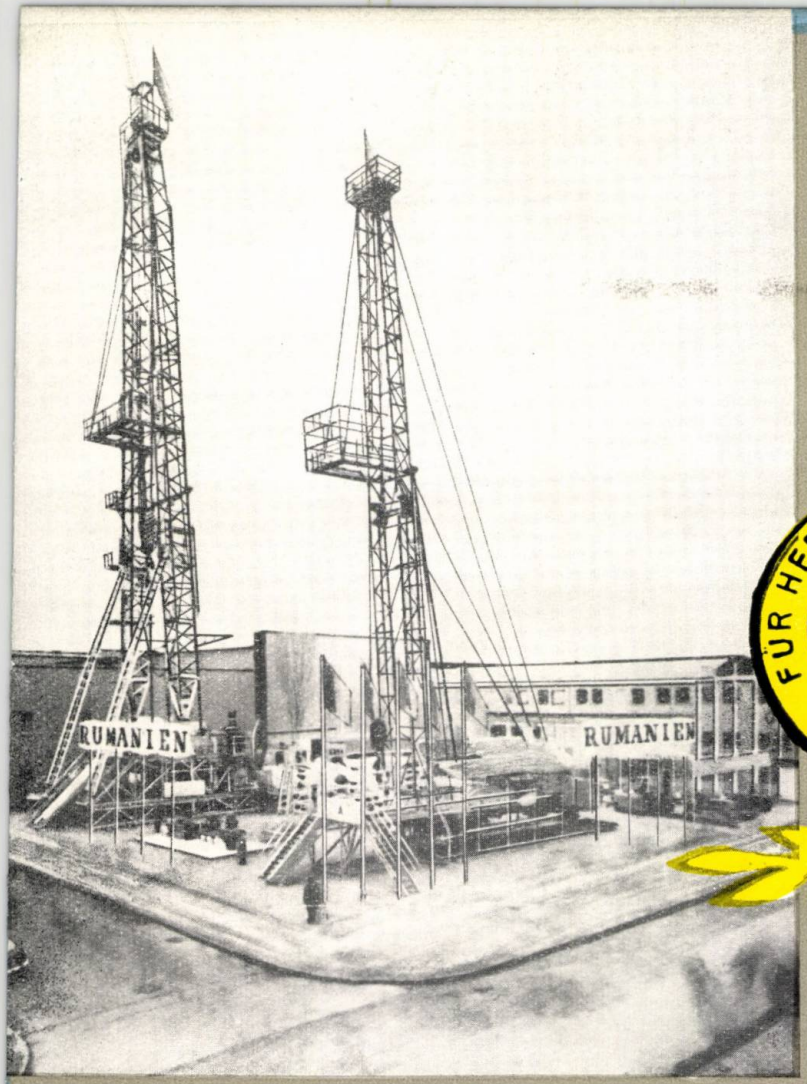
MICM



produce:

- PILE LATE
- PILE ASCUȚITE
- PILE PENTRU DEGROȘAT
- PILE SEMIROTUNDE
- PILE TRIUNGHIULARE
- PILE PĂTRATE
- PILE ROTUNDE
- PILE TRIUNGHIULARE PENTRU ASCUȚIT
- RAȘPILE

de la 100 la 500 mm, de tăieturi 0, 1, 2, 3, conform STAS 631/1949, precum și diferite pile și raşpile cu întrebuințări speciale.



„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

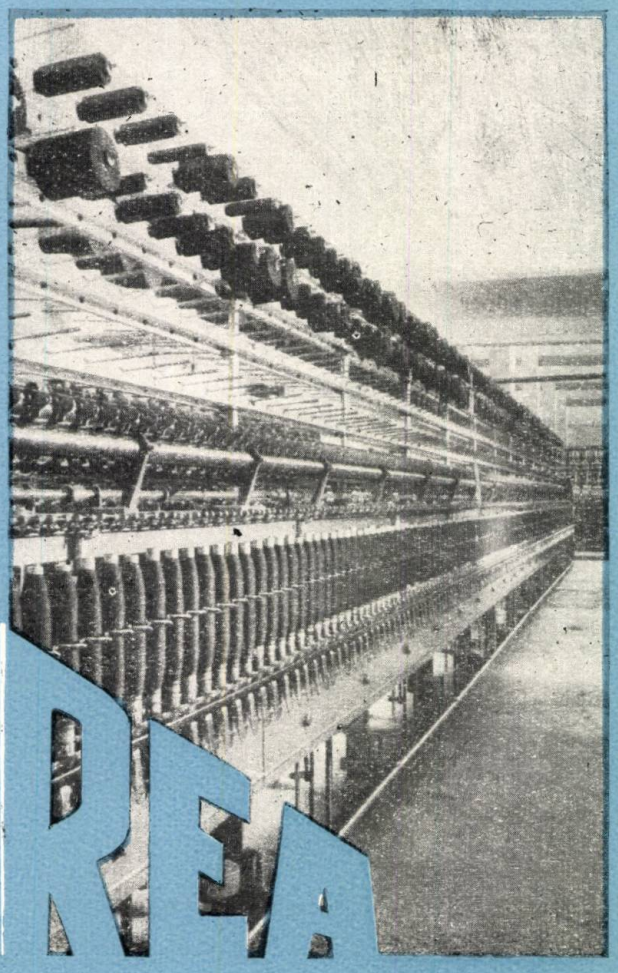
FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1



UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru războaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat, tip Fl
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD

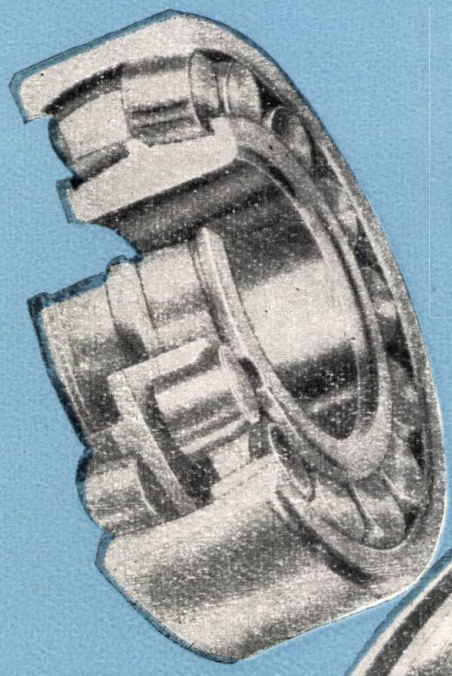
Înzestrată cu mașini specializate de mare productivitate și precizie, cu laboratoare modern utilate și cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

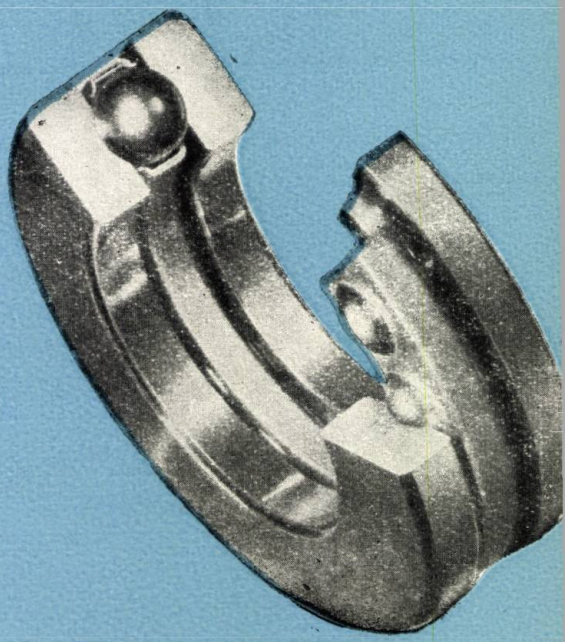
F R B

MADE IN RUMANIA

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**

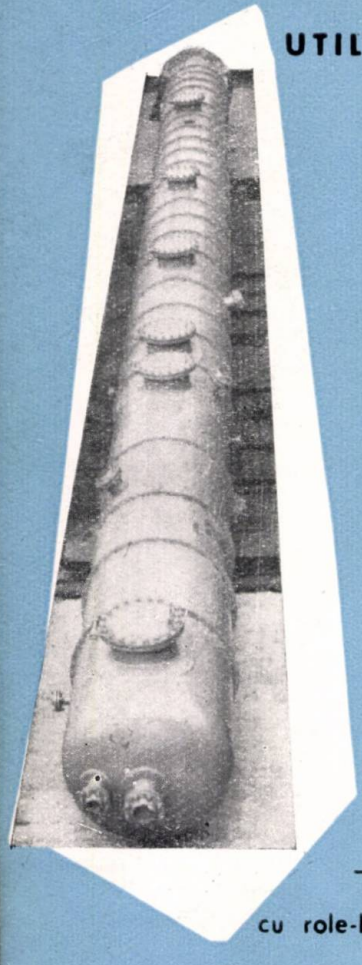




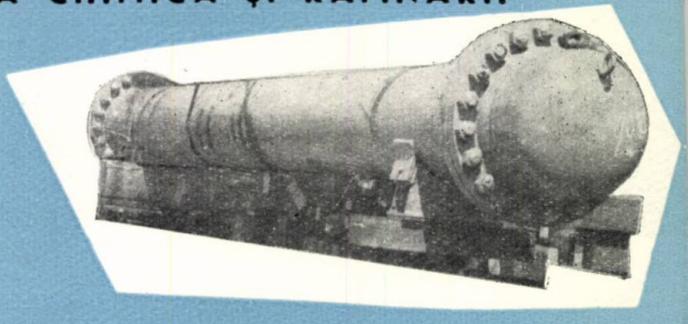
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII



— condensatoare
— schimbătoare de căldură
— reactoare
— evaporatoare
— coloane de rectificare



RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

— rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436 ;

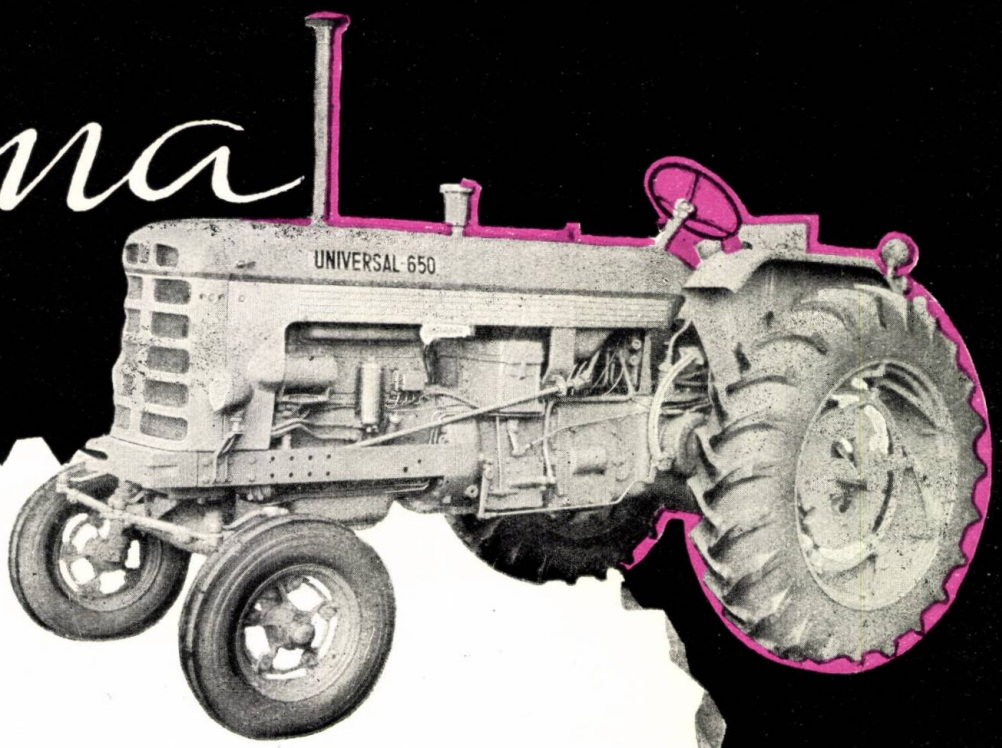
— rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru ;

— rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru ;

— rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru ;

— rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

Uzina



TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

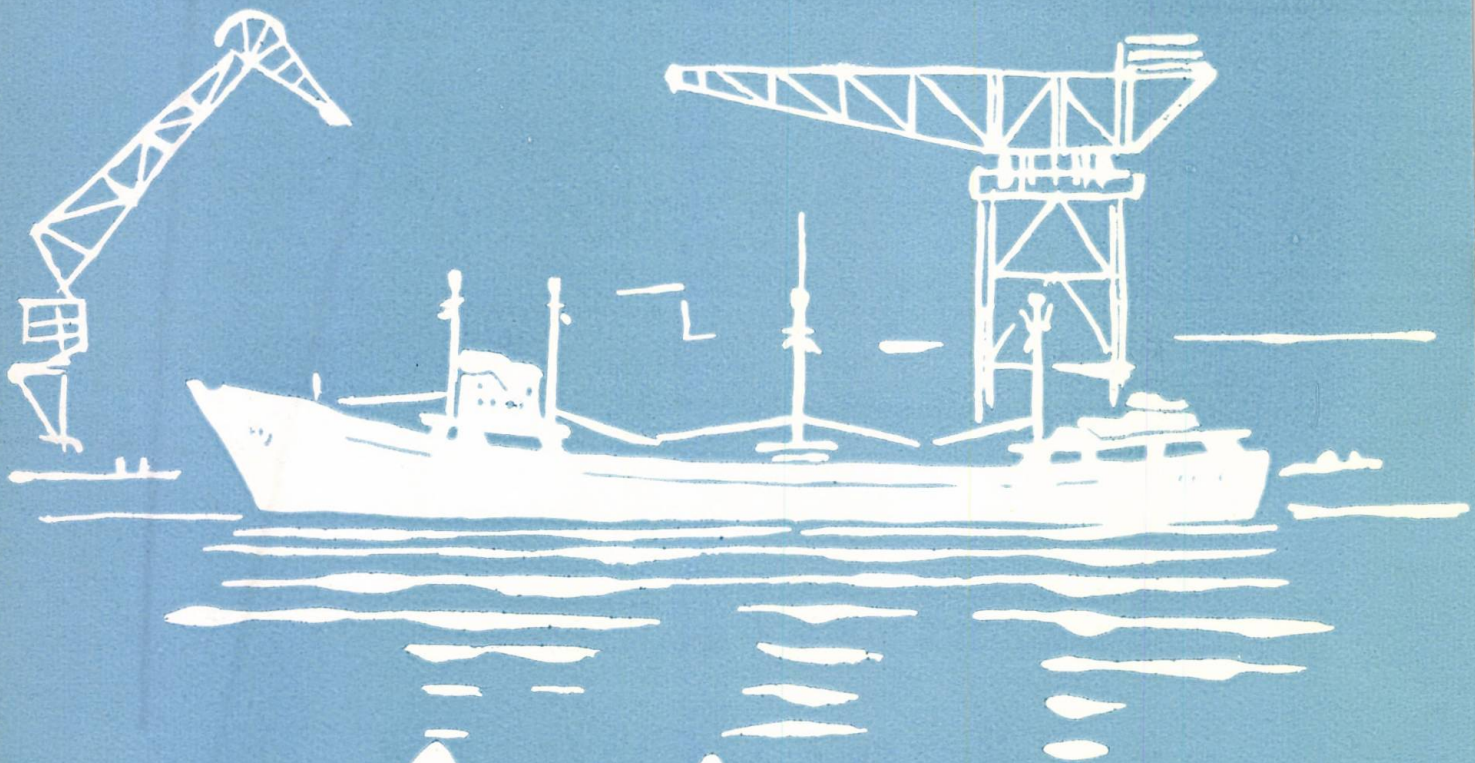
- **cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;**
- **cu cale îngustă (roți jumelate).**

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională



ȘANTIERUL NAVAL Galați

produce:

Cargouri de 3250/4500tdw

Motonave de 2000t

Uzina de utilaj greu

PROGRESUL

BRAILA

EXCAVATOR E 0,3

PRODUCE:

Excavatoare pe pneuri
Rulouri pe valțuri sau pneuri, statice sau vibratoare
Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrișetoare, greble, trolii
Utilaj chimic și petrolier
Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valțuri
Mori cu masă rotativă sau bile

Linii ceramice
Linii de argilă expandată
Prese pentru cărămizi și țigle
Vagoane siderurgice
Melanjoare
Cilindri și caje
Mașini de sfărîmat și brichetat așchii
Foarfece de tăiat țagle și platine
Linii de aglomerare
Mașini de extracție
Prese mecanice pentru matrițat, ștanțat, debavurat și ambutisat
Osii montate pentru vagoane de cale ferată.

CONCASOR MOBIL PE PNEURI CU TRIOR C.M. 6

DIN SPECIALITĂȚILE UZINEI:

Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2100 CP al locomotivei Diesel electrice
Piese forjate de 20 — 25 — 28 t, din lingouri pînă la 40 t
Axe cotite forjate cu fibraj continuu
Reductoare de mare putere, probate și rodate
Oțeluri refractare cu Ni pînă la 14% și Cr pînă la 26%, turnate în piese
Oțeluri manganoase cu 10 — 14% Mn și 0,9 — 1,4% C, turnate în piese

UZINA TRACTORUL BRAŞOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

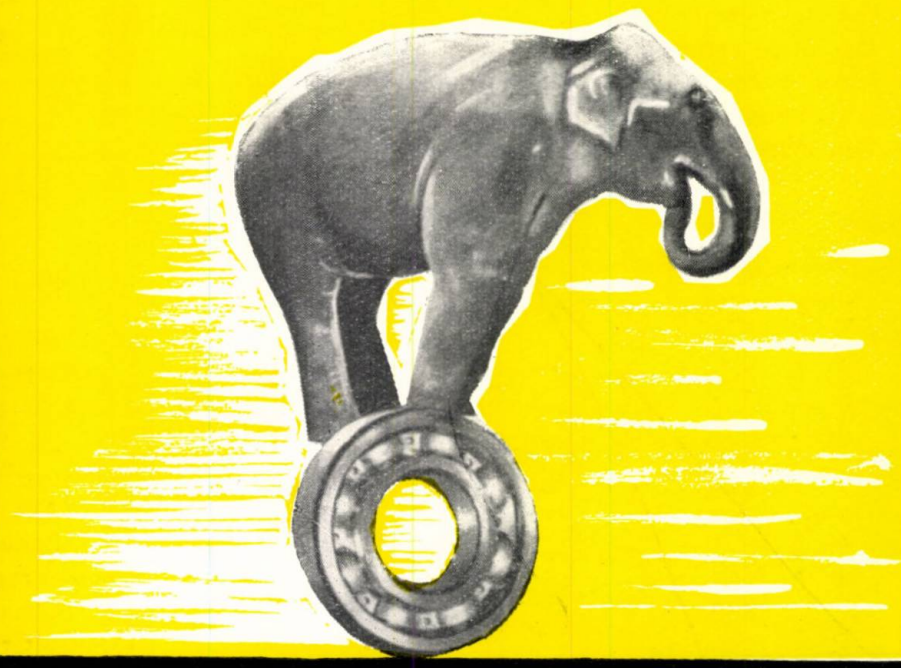
864708—864720
942/17—942/35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702, 804701
704903, 804704
704904, 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUA RÎNDURI

3182118 — 3182122



STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX. 0345

MŰSZAKI EGYETEM KÖZPONTI KÖNYVTÁRA

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R. P. R.
ANUL XVI, MAI 1964, Nr. 5

CUPRINS

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — INCERCĂRI

RADU-CERNEA, A.: **Contribuţii la studiul influenţei raportului de compresiune asupra fazelor procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie.** 241—243

DRĂGHICI, I., JULA, A. şi ALEXANDRU, P.: **Determinarea parametrilor de amortizare a oscilaţiilor suspensiei automobilelor.** 244—248

RENERT, M.: **Probleme de calculul şi construcţia îmbinărilor cu flanşe.** 248—251

NAN, I: **Neuniformitatea rotaţiei blocului de cilindri la pompele cu pistoane axiale în cazul antrenării prin biele.** 251—256

ABĂITĂNCEI, D.: **Asupra determinării presiunilor specifice pe fusurile arborelui cotit la motoarele de automobile.** 257—264

ENACHE, ŞT. şi OPREAN, A.: **Asupra unei metode pentru controlul variaţiei unghiurilor de aşezare şi de degajare la burghiele elicoidale.** 264—268

CRISTEA, V.: **Cuplaje pneumatice cu discuri.** 269—271

TEHNOLOGIE

STĂNESCU, M.: **Consideraţii cu privire la înlăturarea fragilităţii oţelurilor rapide aliate cu cobalt în apropierea cusăturii sudate la seulele sudate cap la cap.** 271—274

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

ZAMFIRESCU, I.: **Consideraţii asupra deformaţiei ţevilor.** 275—280

DOCUMENTARE 280—286

CRONICĂ 286—287

RECENZII 287—291

INFORMAŢII 291

REVISTA REVISTELOR 292—296

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. P. R. şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621.434.054

Radu-Cernea, A. : **Contribuţii la studiul influenţei raportului de compresiune asupra fazelor procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie.**

Se analizează experimental influenţa raportului de compresiune asupra procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie, luînd în considerare influenţa asupra turbulenţei şi asupra parametrilor de stare care condiţionează evoluţia factorului chimic.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 241–243

CZ 629.113.073

Drăghici, I., Jula, A. şi *Alexandru, P.* : **Determinarea parametrilor de amortizare a oscilaţiilor suspensiei automobilelor.**

Se indică o metodă simplificată pentru calculul parametrilor de amortizare a oscilaţiilor suspensiei automobilelor şi pentru determinarea caracteristicii externe parţiale a amortizoarelor hidraulice telescopice.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 244–248

CZ 621.643.412

Renert, M. : **Probleme de calculul şi construcţia îmbinărilor cu flanşe.**

Se evidenţiază unele aspecte particulare în legătură cu problemele de calcul şi construcţie a îmbinărilor cu flanşe.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 248–251

CZ 621.65–232 :621.225.7–232

Nan, I. : **Neuniformitatea rotaţiei blocului de cilindri la pompele cu pistoane axiale în cazul antrenării prin biele.**

Se analizează influenţa antrenării prin biele a blocului de cilindri la pompele şi motoarele hidraulice cu pistoane axiale asupra uniformităţii mişcării de rotaţie respective.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 251–256

CZ 621.431.73 :621.824.37

Abăităncei, D. : **Asupra determinării presiunilor specifice pe fusurile arborelui cotit la motoarele de automobile.**

Se realizează aplicarea la motoarele în V a metodei de determinare a presiunilor specifice pe manetoanele şi turioanele arborelui cotit.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 257–264

CZ 621.951.3.013.3

Enache, Şt. şi *Oprean, A.* : **Asupra unei metode pentru controlul variaţiei unghiurilor de aşezare şi de degajare la burghiele elicoidale.**

Se propune o nouă metodă pentru controlul parametrilor geometrici ai burghielor de găurit, care împreună cu mecanizarea operaţiei de ascuţire determină o apreciabilă creştere a duratei de exploatare a acestor scule.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 5, p. 264–268

CZ 621.825.24–85

Cristea, V. : **Cuplaje pneumatice cu discuri.**

Se expun problemele generale în legătură cu utilizarea cuplajelor pneumatice cu discuri, prezentîndu-se tipurile respective fabricate în R.P.R.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 269–271

CZ 621.91 :669.14.018.252.3 :621.791.762.053.66 :539.56

Stănescu, M. : **Consideraţii cu privire la înlăturarea fragilităţii oţelurilor rapide aliate cu cobalt în apropierea cusăturii sudate la sculele sudate cap la cap.**

Se analizează cauzele şi se precizează metodele pentru evitarea apariţiei crăpăturilor în apropierea secţiunii de sudură cap la cap la sculele din oţel rapid aliat cu cobalt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 271–274

CZ 621.643.2 :539.374.6

Zamfirescu, I. : **Consideraţii asupra deformaţiei ţevilor.**

Se realizează studiul deformării radiale a tuburilor cu pereţi groşi sub acţiunea unei presiuni interioare, exterioare şi a unor forţe axiale.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 275–280

DIN NUMĂRUL VIITOR

GRECU, T. şi **ASCHENDORF, A.** : **Utilizarea instalaţiilor de turbine cu gaze în traeţiunea feroviară.**

ERNEY, GH. : **Calculul şi controlul teşirii danturii roţilor dinţate în evolventă cu dinţi drepţi.**

IONAŞIU, P. : **Noi orientări în studiul scurgerii fluidelor în turbinele cu abur.**

CÎRDU, M. : **Imbunătăţiri constructive la turbinele cu abur VPT 50–3 şi VPT 12**

MARFIEVICI, D. : **Roţi de transmisie din bachelită utilizate pentru antrenarea fuselor la maşinile de filat şi răsucit.**

OPRENDEK, A. : **Contribuţii la realizarea unei metode defectoscopice pentru controlul etanşeităţii cusăturilor.**

OPRESCU, A. : **Eficienţa tehnico-economică a tipizării şi standardizării la produsele fabricate de uzinele „Timpuri noi".**

CRUCEANU, A. : **Calculul solicitării la şoc a cablurilor.**

DC 621.434.054

Radu-Cernea, A. : **Contributions to the study of the influence of compression ratio on the different stages of combustion process in spark ignition engines.**

The influence of the compression ratio on the combustion process in spark ignition engines is experimentally analysed taking into account its effects on turbulence and state parameters conditioning the evolution of the chemical factor.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5. p. 241–243

DC 629.113.073

Drăghici, I., Jula, A. and Alexandru, P. : **Determining the oscillation damping parameters of motor-car suspension.**

A simplified method is suggested for calculating the oscillation damping parameters of motor-car suspension and determining the partial external characteristics of telescopic hydraulic dampers.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 244–248

DC 621,643.412

Renert, M. : **Problems relating to the calculus and construction of joint flanges.**

Some particular aspects conected with the calculus and construction of flange joints are pointed out.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 248–251

DC 621.65–232 :621,225.7–232

Nan, I. : **The nonuniformity of cylinder block rotation in axialpiston pumps in the case of connecting rod driving.**

The author analyses the influence of the connecting rod driving of the cylinder block in axial-piston hydraulic pumps and engines on the uniformity of rotation movement involved.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 251–256

DC 621.431.73 :621.824.37

Abăităncei, D. : **The determination of specific pressures on crankshaft journals in motor-car engines.**

One describes the application to V-engines of the determination method of specific pressures on the crank pins and pivots of crankshaft.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 257–264

DC 621.951.3.013.3.

Enache, Şt. and Oprean, A. : **A method for controlling the variation of clearance and rake angles in twist drills.**

A new method is suggested for controlling the geometrical parameters of twist drills which together with the mechanization of the sharpening operation determines an appreciable increase of tool lifetime.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 264–268

DC 621.825.24–85

Cristea , V. : **Pneumatic disc couplings.**

One discusses the general problems connected with the utilisation of pneumatic disc couplings presenting several types produced in the R.P.R.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 269–271

DC 621.91 :669.14.018.252.3 :621.791.762.053.66 :539.56

Stănescu, M. : **Some considerations concerning the ways of overcoming the brittleness of rapid cobalt steels near the welded joint in butt welded tools.**

The causes are analysed and some methods suggested for preventing the occurence of cracks near the butt welding section in tools made of rapid cobalt steels.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p.271–274

DC 621.643.2 :539.374.6

Zamfirescu, I. : **Considerations concerning the pipe strain.**

This study concerns the radial strain in shick-walled tubes under the action of an internal or external pressure as well as of axial forces.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 5, p. 275–280

DK 621.434.054

Radu-Cernea, A. : **Beiträge zur Untersuchung des Einflusses des Kompressionsverhältnisses auf die Phasen des Verbrennungsprozesses im Ottomotor.**

Es wird in experimenteller Weise der Einfluss des Kompressionsverhältnisses auf den Verbrennungsprozess im Ottomotor analysiert, wobei der Einfluss auf die Turbulenz und auf die Zustandsparameter in Betracht gezogen wird, die die Entwicklung des chemischen Faktors bestimmen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 5, S. 241–243

DK 629.113.073

Drăghici, I., Jula, A. und *Alexandru, P.* : **Die Bestimmung der Dämpfungsparameter der Aufhängschwingung bei Kraftwagen.**

Es wird ein vereinfachtes Verfahren zur Berechnung der Abdämpfungsparameter der Schwingung der Aufhängvorrichtung bei Kraftwagen und zur Bestimmung der äusseren Teilkenndaten der hydraulischen Teleskopstossdämpfer angegeben.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H, 5, S. 244–248

DK 621.643.412

Renert, M. : **Probleme der Berechnung und Ausführung der Flanschverbindungen.**

Der Verfasser unterstreicht einige Sonderaspekte im Zusammenhang mit Fragen der Berechnung und Ausführung von Flanschverbindungen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 5, S. 248–251

DK 621.65–232 :621.225.7–232

Nan, I. : **Ungleichmässige Rotation des Zylinderblocks bei Axialkolbenpumpen mit Kurbelstangenantrieb.**

Es wird der Einfluss des Kurbelstangenantriebs des Zylinderblocks bei Pumpen und hydraulischen Motoren mit Axialkolben auf die Gleichförmigkeit der entsprechenden Drehbewegung analysiert.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 5, S. 251–256

DK 621.431.73 :621.824.37

Abăităncei, D. : **Über die Bestimmung des spezifischen Drucks auf die Zapfen der Kurbelwelle bei Kraftwagenmotoren.**

Der Verfasser wendet bei V-Motoren das Bestimmungsverfahren der spezifischen Drucke auf die Zapfen der Kurbelwelle an.

Construcţia de Maşini 16 (1964). H. 5, S. 257–264

DK 621.951.3.013.3

Enache, Şt. und *Oprean, A.* : **Über ein Verfahren zur Kontrolle der Änderung der Lage-und Spanwinkel der Spiralbohrer.**

Es wird ein neues Kontrollverfahren der geometrischen Parameter der Spiralbohrer vorgeschlagen, das gemeinsam mit der Mechanisierung des Schärfens zu einer wesentlichen Verlängerung der Betriebsdauer dieses Werkzeuges führt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 5, S. 264–268

DK 621.825.24–85

Cristea, D. : **Pneumatische Scheibenkupplungen.**

Es werden die allgemeinen Probleme im Zusammenhang mit der Verwendung der pneumatischen Scheibenkupplungen dargelegt und die in der R.V.R. gefertigten entsprechenden Typen beschrieben.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 5, S. 269–271

DK 621.91 :669.14.018.252.3 :621.791.762.053.66 :539.56

Stănescu, M. : **Erwägungen über die Beseitigung der Brüchigkeit der mit Kobalt legierten Schnellstähle an der Stupfschweissnaht bei Werkzeugen.**

Der Verfasser analysiert die Ursachen und empfiehlt Verfahren für die Vermeidung des Erscheines von Rissen an der Stupfschweissnaht bei Werkzeugen aus Schnellstahl, der mit Kobalt legiert wurde.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 5, S. 271–274

DK 621.643.2 :539.374.6

Zamfirescu. I. : **Betrachtungen über die Verformung der Rohre.**

Der Aufsatz enthält eine Studie der radialen Verformungen der dickwandigen Rohre unter der Einwirkung des Innen-und Aussendrucks sowie der axialen Kräfte.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H.5,S. 275–280

CD 621.434.054

Radu-Cernea, A. : **Contributions à l'étude de l'influence du rapport de compression sur les phases du processus de combustion dans le moteur à allumage par étincelle.**

On analyse l'influence du rapport de compression sur le processus de combustion dans le moteur à allumage par étincelle, en tenant compte de l'influence sur la turbulence et sur les paramètres qui conditionnent l'évolution du facteur chimique.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 241–243

CD 629.113.073

Drăghici, I., Jula, A. et *Alexandru, P.* : **La détermination des paramètres de l'amortissement des oscillations de la suspension des automobiles.**

On indique une méthode simplifiée pour le calcul des paramètres de l'amortissement des oscillations de la suspension des automobiles et pour la détermination de la caractéristique externe partielle des amortisseurs hydrauliques télescopiques.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 244–248

CD 621.643.412

Renert, M. : **Problèmes posés par le calcul et la construction des joints à brides.**

On examine certains aspects des problèmes posés par le calcul et la construction des joints à brides.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 248–251

CD 621.65–232 :621.225.7–232

Nan, I. : **L'irrégularité de la rotation du bloc des cylindres des pompes à pistons axuels dans le cas de l'entraînement par bielles.**

On étudie l'influence de l'entraînement par bielles du bloc des cylindres des pompes et des moteurs hydrauliques à pistons axuels sur l'uniformité du mouvement de rotation.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 251–256

CD 621.431.73 :621.824.37

Abăităncei, D. : **La détermination des pressions spécifiques sur les manetons et les tourillons de l'arbre vilebrequin du moteur de l'automobile.**

L'auteur applique aux moteurs en V la méthode de détermination des pressions spécifiques sur les manetons et les tourillons de l'arbre vilebrequin.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 257–264

CD 621.951.3.013.

Enache, Șt. et *Oprean, A.* : **Une méthode pour contrôler la variation des angles des forets hélicoïdaux.**

On propose une nouvelle méthode pour le contrôle des paramètres géométriques des forets ; associée à la mécanisation de l'aiguisage, l'application de la méthode a pour effet une augmentation sensible de la durée d'exploitation de ces outils.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 264–278

CD 621.825.24–85

Cristea, V. : **Accouplements pneumatiques à disques.**

On expose les problèmes généraux de l'emploi des accouplements pneumatiques à disques et on présente les types respectifs qui ont été réalisés en Roumanie.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 269–271

CD 621.91 :669.14.018.252.3 :621.791.762.053.66 :539.56

Stănescu, M. : **Considérations sur les moyens d'éviter la fragilité des aciers rapides au cobalt près du joint soudé, pour les outils soudés bout à bout.**

L'auteur analyse les causes et précise les méthodes qui font éviter l'apparition des fissures près de la soudure bout à bout des outils en acier rapide au cobalt.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 271–274

CD 621.643.2 :539.374.6

Zamfirescu, I. : **Considérations sur la déformation des tuyaux.**

On étudie la déformation des tuyaux à grosses parois sous l'action des pressions intérieures, extérieures et des forces axuelles.

Construcția de Mașini 16 (1964), no. 5, p. 275–280

ДК 621.434.054

Раду-Черня, А. **К вопросу изучения влияния коэффициента сжатия на фазы процесса сгорания в двигателе с искровым зажиганием.**

Экспериментально анализируется влияние коэффициента сжатия на процесс сгорания в двигателе с искровым зажиганием, с учетом влияния на турбулентность и на параметры состояния, обусловливающие эволюцию химического фактора.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 241–243

ДК 629.113.073

Драгич, И., Жула, А. и *Александру, П.*: **Определение параметров гашения колебаний автомобильной подвески.**

Показан упрощенный способ расчета параметров гашения колебаний подвески автомобилей, а также определения внешней частичной характеристики телескопических гидравлических амортизаторов.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 244–248

ДК 621.643.412

Реверт, М.: **Вопросы расчета и строительства фланцевых соединений.**

Рассматривается ряд особых аспектов в связи с вопросами расчета и конструкции фланцевых соединений.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 248–251

ДК 621.65–232 :621.225.7–232

Нан, И.: **Неравномерность вращения блока цилиндров для насосов с осевыми поршнями в случае привода шатунами.**

Анализируется влияние привода шатунами блоков цилиндров на гидравлических насосах и двигателях с осевыми поршнями на соответствующую равномерность вращения

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 251–256

ДК 621.431.73 :621.824.37

Абэйтынчей, Д.: **Об определении специфических давлений на шейках коленчатого твала в автомобильных двигателях.**

Рассматривается применение в двигателях с цилиндрами под углом методов определения специфических давлений на шейках и цапфах коленчатого вала.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 257–264

ДК 621.951.3.013.3

Енаке, Шт. и *Опрян, А.*: **О методе контроля изменения переднего и заднего угла винтообразных сверл.**

Предлагается новый метод контроля геометрических параметров сверл, обусловливающий совместно с механизацией процесса заточки значительное повышение срока эксплуатации этого инструмента.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 264–268

ДК 621.825.24–85

Кристя, В.: **Дисковые пневматические сцепления.**

Освещаются общие вопросы в связи с применением дисковых пневматических сцеплений, причем приводятся соответствующие типы, выпускаемые в РНР.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 269–271

ДК 621.91 :669.14.018.252.3 :621.791.762.053.66 :539.

Стэнеску, М.: **Об устранении хрупкости легированных быстрорежущих сталей вблизи сваренного шва на сваренных встык инструментах.**

Анализируются причины и уточняются методы предупреждающие возникновение трещин вблизи сваренного встык сечения на инструментах из легированной с кобальтом быстрорежущей стали.

Construcția de Mașini 16 (1964), nr. 5, стр. 271–274

ДК 621.643.2 :539.374.6

Замфиреску, И.: **О деформации труб.**

Проводится изучение радиальной деформации толстостенных труб под действием внутреннего, внешнего давления, а также осевых нагрузок.

Construcția de Mașini 16 (1964) nr. 5 стр. 275–280

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

Construcție – Cercetare – Încercări

CZ 621.434.054

Contribuții la studiul influenței raportului de compresiune asupra fazelor procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie

Conf. ing. A. RADU CERNEA

Una dintre tendințele esențiale în dezvoltarea fabricației motoarelor cu ardere internă cu aprindere prin scînteie o constituie mărirea continuă a raportului de compresiune — unul dintre factorii principali pentru îmbunătățirea performanțelor motorului. Ne referim, în mod evident, numai la acele valori ale raportului de compresiune aflate sub limita de detonație, deci în condițiile arderii normale.

Este binecunoscut faptul că o dată cu creșterea raportului de compresiune se modifică condițiile în care se desfășoară procesul de ardere, mărindu-se regimul de presiuni și temperaturi în momentul producerii scînteii electrice. Pentru a putea caracteriza influența raportului de compresiune este necesar să se cunoască și modificările gazodinamice care intervin în camera de ardere. În această privință, măsurările de turbulență [1], efectuate în motorul standard pentru determinarea cifrei octanice, arată că intensitatea turbulenței variază între limite relativ restrînse, o dată cu modificarea raportului de compresiune (fig. 1). Într-adevăr, la creșterea raportului de compresiune de la $\varepsilon = 4$ la $\varepsilon = 10$, intensitatea turbulenței crește de la $W' \approx 0{,}8$ m/s la $W' \approx 1$ m/s (la turație constantă $n = 900$ rot/min, în punctul mort interior).

Trebuie precizat totodată — în lumina acelorași măsurări — că în jurul punctului mort interior ($\pm 15°$) există o zonă de turbulență maximă, mișcarea turbulentă fiind aproximativ aceeași în tot volumul camerei de ardere.

În lumina acestor date pot fi făcute anumite precizări cu privire la influența raportului de compresiune asupra desfășurării procesului de ardere.

În acest sens au fost efectuate o serie de determinări experimentale pe același tip de motor pe care s-au făcut și măsurările de turbulență. S-a acordat atenție asigurării reproductibilității condițiilor experimentale. În consecință, s-a folosit motorul I.T. 9—2, cu raport de compresiune variabil, funcționînd la o turație constantă $n = 900$ rot/min. Studiul procesului de ardere s-a făcut prin intermediul diagramelor indicate presiune-unghiu de rotație a arborelui cotit (p-θ), ridicate cu ajutorul oscilografului catodic.

Pentru conducerea și controlul desfășurării procesului de ardere la motorul cu aprindere prin scînteie este important să se urmărească influența diverșilor factori asupra duratei fazelor arderii.

În acest sens s-a investigat și influența raportului de compresiune. Drept fază inițială θ_1 se consideră durata dintre momentul producerii scînteii electrice și momentul divergenței curbei de ardere de curba compresiunii, iar ca

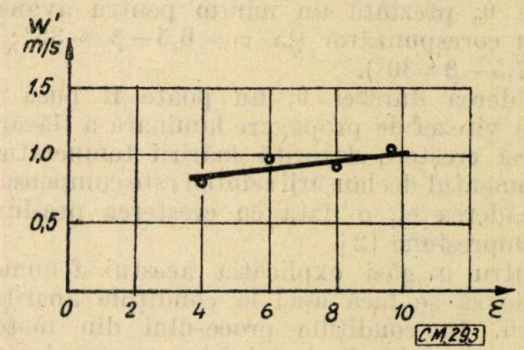


Fig. 1.

fază principală θ_2, durata dintre acest moment și momentul presiunii maxime.

Determinările au fost efectuate în condițiile următoare:

— raportul de compresiune $\varepsilon = 4{,}5 - 5 - 5{,}5 - 6 - 6{,}5 - 7 - 7{,}5 - 8 - 8{,}5$;

— avansul la declanşarea scînteii $\beta = 25 - 30 - 35°$:

— coeficientul de exces de aer $\alpha = 0{,}9 - 1 - 1{,}1$.

În figura 2 se reproduce numai evoluţia duratelor θ_1 şi θ_2 pentru excesul de aer stoe-

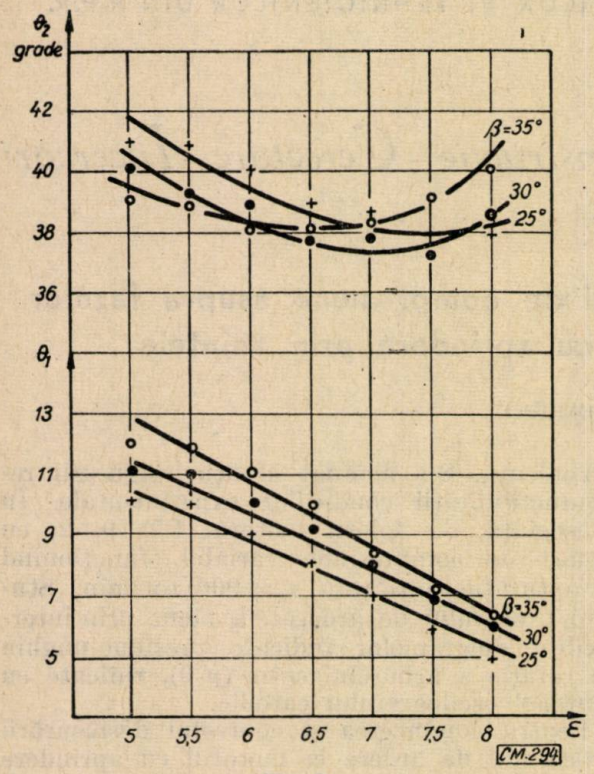


Fig. 2.

chiometric ($\lambda = 1$), menţionînd că evoluţiile sînt analoge şi pentru valorile $\lambda = 0{,}9$ şi $\lambda = 1{,}1$.

Se poate observa că durata fazei iniţiale θ_1 scade aproape liniar o dată cu creşterea raportului de compresiune ε, iar durata fazei principale θ_2 prezintă un minim pentru avansul optim corespunzător (la $\varepsilon = 6{,}5 - \beta = 35°$; la $\varepsilon = 7{,}5 - \beta = 30°$).

Scăderea duratei θ_1 nu poate fi pusă pe seama vitezei de propagare laminară a flăcării, a cărei creştere datorită măririi temperaturii în momentul declanşării scînteii este compensată de scăderea ei, o dată cu creşterea presiunii de compresiune [2].

Pentru a găsi explicaţia acestui fenomen trebuie să se facă apel la condiţiile apariţiei flăcării. În condiţiile procesului din motor, declanşarea scînteii electrice în amestecul combustibil-aer asigură formarea elementelor reactive iniţiale de la care se pot propaga lanţurile de reacţie. După trecerea unui timp oarecare, sub efect combinat autocatalitic şi termic, viteza de degajare a căldurii poate depăşi viteza de cedare a căldurii către pereţi. În acest caz are loc accelerarea progresivă a reacţiei şi formarea nucleului iniţial de flacără.

Micşorarea duratei fazei iniţiale θ_1 marchează de fapt accelerarea procesului de formare a nucleului iniţial de flacără. Durata fazei iniţiale este determinată tocmai de sporirea vitezei de degajare a căldurii o dată cu creşterea raportului de compresiune. Aceasta se explică astfel:

— la creşterea raportului de compresiune ε are loc o scădere a coeficientului de gaze reziduale, deci o micşorare a concentraţiei de produse inerte;

— la creşterea lui ε are loc evident şi o creştere a densităţii amestecului proaspăt;

— ca urmare, la creşterea lui ε, cresc concentraţiile componenţilor care intră în reacţie şi se măreşte viteza de reacţie şi de degajare a căldurii.

Mărimea duratei fazei iniţiale are consecinţe importante asupra desfăşurării ulterioare a procesului de ardere, respectiv asupra duratei fazei principale. Astfel, la un avans constant ($\beta = \text{const.}$) la declanşarea scînteii, creşterea duratei fazei iniţiale θ_1 duce la prelungirea duratei fazei principale θ_2. Într-adevăr, faza principală a arderii fiind deplasată în perioada de destindere, în condiţiile creşterii volumului camerei de ardere şi ale decalării faţă de zona de maximă turbulenţă, procesul arderii decurge mai lent. În figura 3, acest aspect este ilustrat prin faptul că $\theta_2' > \theta_2$.

Menţinînd toţi parametrii identici şi mărind numai avansul la declanşarea scînteii (de exemplu, de la $\beta = 25°$ la $\beta = 30°$), durata fazei principale θ_2 se micşorează (fig. 2) prin faptul că faza principală este readusă în zona de maximă intensitate a turbulenţei.

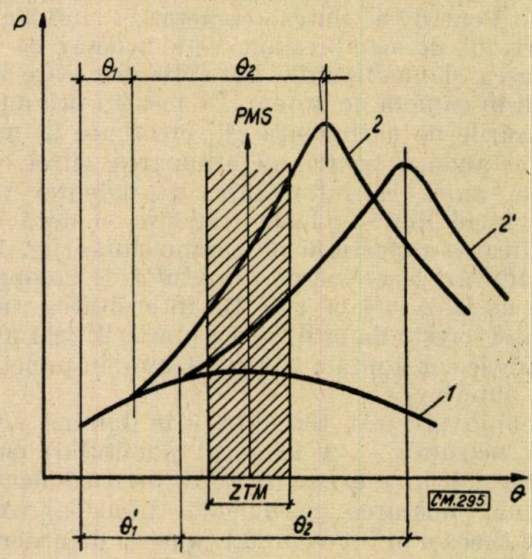


Fig. 3.

Aceasta subliniază rolul de seamă al turbulenţei asupra desfăşurării proceselor din faza principală a arderii.

Aceste considerente au determinat efectuarea unei serii de încercări care să realizeze, prin

variația simultană a raportului de compresiune și a avansului la declanșarea scînteii, un început fix în ciclu al fazei principale (ψ = const.). Rezultatele determinărilor sînt reprezentate în figura 4.

Datele obținute pun în evidență faptul că durata fazei inițiale θ_1 se micșorează o dată cu creșterea raportului de compresiune (la fel ca și în experiențele în care β = const.), durata fazei principale θ_2 prezentînd o remarcabilă constanță.

Obținerea aceleiași durate a fazei principale, atunci cînd este menținut fix începutul acesteia în ciclu, reprezintă un aspect deosebit de important, avînd semnificație mai ales în ceea ce privește creșterea eficienței procesului de ardere la rapoarte de compresiune relativ scăzute.

Acest aspect este condiționat atît de factorul gazodinamic, cît și de factorul chimic.

Menținerea unui punct fix în ciclu, în condițiile modificării raportului de compresiune, atrage după sine o variație relativ mică a intensității turbulenței. Așa cum rezultă din figura 5, la creșterea raportului de compresiune de la $\varepsilon = 5$ la $\varepsilon = 8$, intensitatea turbulenței W crește abia cu 5%.

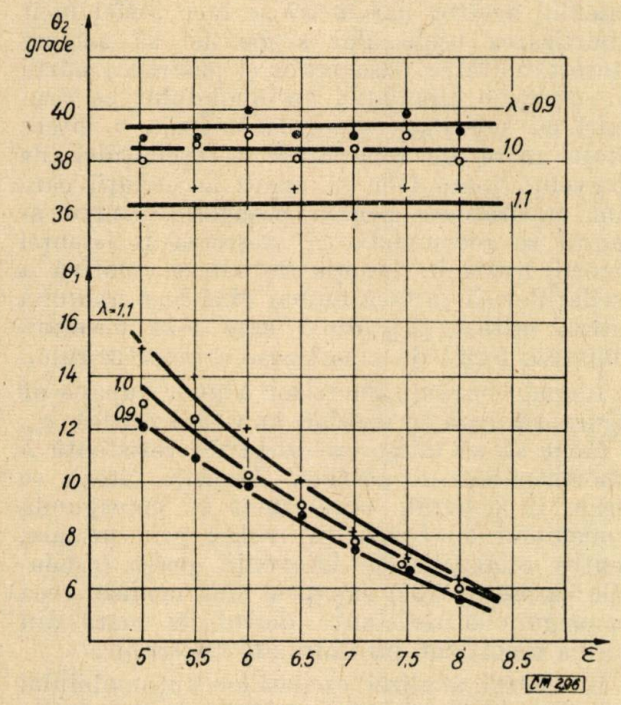


Fig. 4.

În lumina datelor cu privire la influența temperaturii de ardere asupra vitezei de propagare turbulentă a flăcării [3] într-un volum închis, s-a considerat util să se cerceteze modul în care evoluează temperatura maximă de ardere T_z în acele cazuri în care se constată invarianța duratei fazei principale a arderii (θ_2 = const.). Se remarcă (fig. 5) că temperatura maximă de ardere T_z, calculată după

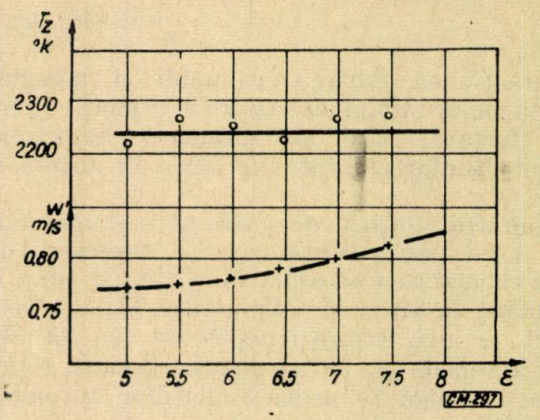


Fig. 5.

metodica indicată în [4], se modifică extrem de puțin, punctele cele mai distanțate de curba temperaturii maxime de ardere fiind situate la un interval mai mic de 3%.

Se menționează că valorile calculate ale temperaturii maxime de ardere T_z sînt foarte apropiate de temperatura de ardere a izooctanului (T_z = 2 230°K), pentru valoarea coeficientului excesului de aer $\lambda \approx 0{,}9$ [5].

Se poate consemna deci ca o explicație posibilă a menținerii unei durate constante a fazei principale θ_2, în condițiile unui început fix în ciclu, atît variația extrem de mică a intensității turbulenței, cît și existența unei temperaturi maxime de ardere aproximativ constantă.

În concluzie, cercetarea influenței raportului de compresiune asupra procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie poate fi realizată în mod corespunzător, ținînd seamă de modificările pe care le determină variația raportului de compresiune atît asupra mișcării turbulente a gazelor din cilindrul motorului, cît și asupra parametrilor de stare care condiționează evoluția factorului chimic.

[1] *Semenov, E. S.* Isledovanie turbulentnovo dvijenia gazah v țilindre porșnevova dvigateliah. Moscova, 1959. [2] *Sokolik, A. S.* Samovosplamenenie, plamia i detonația v gazah. Moscova, 1960. [3] *Karpov, V. P.* Zavisimosti scorosti turbulentnovo gorenia ot laminarnoi scorosti i temperaturi garenia. In: Docladî Akad. Nauk S.S.S.R. 129, 168, 1959. [4] *Radu-Cernea, A.* Contribuții la influența turbulenței asupra vitezei de propagare a flăcării în motorul cu aprindere prin scînteie. Lucrare de disertație, Iași, 1963. [5] *Barnett, H. C.* și *Hibbard, R. B.* Basic consideration in the combustion of hidrocarbon fuele with air. Cleveland, Ohio, 1957.

CZ 629.113.073

Determinarea parametrilor de amortizare a oscilațiilor suspensiei automobilelor

Ing. I. DRĂGHICI, ing. A. JULA și ing. P. ALEXANDRU

Interacțiunea dintre automobil și neregularitățile drumului dă naștere la oscilații (libere sau forțate) care au influență hotărîtoare asupra confortabilității de mers al automobilului.

Confortabilitatea de mers al automobilului este acea performanță care se caracterizează prin capacitatea acestuia de a circula timp îndelungat cu viteze de exploatare, fără ca pasagerul să aibă senzații neplăcute sau să oboseaască repede și, de asemenea, fără ca marfa să se distrugă în urma oscilațiilor automobilului [5].

Pentru amortizarea oscilațiilor suspensiei s-au introdus amortizoare hidraulice în suspensia tuturor automobilelor moderne. Amortizorul a devenit astfel un element de bază al suspensiei automobilului, element care determină și caracterizează gradul de amortizare a oscilațiilor produse de acțiunile întîmplătoare ale neregularităților drumului.

Întrebuințarea unor amortizoare defectuoase sau ineficiente (incorect calculate sau alese pentru automobilul respectiv) micșorează siguranța circulației, prin aceea că dă posibilitatea să se întrerupă aderența automobilului cu solul (prin ridicarea roții), producînd anularea totală sau parțială a transmiterii integrale a forțelor de accelerare sau de frînare.

Utilizarea unor astfel de amortizoare mărește considerabil uzura pneurilor și poate duce chiar la ruperea unor elemente ale suspensiei.

Prin urmare, pentru nivelul actual de dezvoltare a tehnicii automobilistice are o mare importanță determinarea corectă a parametrilor de amortizare a oscilațiilor suspensiei, determinare care trebuie să țină seamă cît mai mult de fenomenele reale care iau naștere în interacțiunea dintre automobil și drum.

Metodele de calcul indicate în literatura tehnică de specialitate străină (expuse de fapt fragmentar și numai pentru anumite aspecte) nu sînt, în general, folosibile pentru practica de proiectare, fiind complicate și necesitînd un volum mare de timp.

În țara noastră, problema elaborării metodologiei de calcul pentru amortizoarele hidraulice telescopice este de actualitate, dat fiind faptul că în prezent toate automobilele de fabricație indigenă sînt echipate cu astfel de amortizoare.

În articolul de față, autorii își propun ca în baza metodologiei de calcul, elaborată anterior [3], să indice o metodă simplificată de calcul al parametrilor de amortizare pentru amortizoarele hidraulice telescopice.

Metoda propusă pornește de la principiul că confortabilitatea de mers al automobilului trebuie apreciată (din punctul de vedere al oscilațiilor) în funcție de senzațiile pasagerilor și după condițiile de păstrare a mărfii transportate [3].

Dintre toți parametrii de măsurare a confortabilității pasagerilor (propuși de diferiți cercetători) considerăm că cel mai important este accelerația caroseriei. Acest parametru poate servi cu același succes și pentru aprecierea condițiilor de păstrare a mărfii [3].

La proiectarea unei suspensii trebuie determinați parametrii de amortizare a oscilațiilor. Calculul acestor parametri se face astfel încît amortizarea oscilațiilor suspensiei să asigure confortabilitatea pasagerilor și păstrarea mărfii în condițiile circulației automobilului pe drumuri cu suprafața neregulată. Însă, o intensitate mare de amortizare a oscilațiilor de frecvență joasă face să apară accelerații care sînt supărătoare pentru pasageri; pentru aceasta se recomandă ca creșterea rezistenței amortizorului în funcție de viteza relativă a oscilațiilor să se facă numai pînă la o anumită viteză critică [3], după care este necesară limitarea forței de amortizare a amortizorului.

Introducerea în amortizor a unor supape de siguranță, care se deschid la viteza critică v_{cr}, a făcut să se micșoreze forța de rezistență a amortizoarelor respective. Această viteză se alege, în general, astfel încît să corespundă domeniului de frecvență înaltă; prin urmare, pentru oscilațiile de frecvență joasă (oscilațiile caroseriei [3]) supapele sînt închise, ceea ce asigură o rezistență destul de mare din partea amortizorului hidraulic telescopic.

În cadrul analizei oscilațiilor automobilului se utilizează în continuare următoarele notații:

$2q_0$ — înălțimea neregularităților drumului;
G_a — greutatea totală a automobilului;
M — masa părților suspendate;
m — masa părților nesuspendate;
G_s — greutatea părților suspendate;
G_{ns} — greutatea părților nesuspendate;
C_s — rigiditatea suspensiei;
C_c — rigiditatea cauciucurilor;
z — deplasarea caroseriei;
ξ — deplasarea roții;

f — săgeata totală a sistemului oscilant;
f_{st} — săgeata statică a suspensiei;
f_c — aplatisarea cauciucului;
ω — frecvența proprie a oscilațiilor;
ω_0 — frecvența oscilației amortizate;
n — frecvența proprie joasă a oscilațiilor;
ν — frecvența oscilațiilor forțate;
u — frecvența oscilațiilor libere;
ψ — coeficientul relativ de amortizare a oscilațiilor cu frecvență joasă;
ψ_0 — coeficientul parțial de amortizare a oscilațiilor cu frecvență joasă;
P_a — forța de rezistență a amortizorului;
K — coeficientul de rezistență a amortizorului;
K_1 — coeficientul de rezistență corectat;
K_c — coeficientul de rezistență a amortizorului la cursa de comprimare;
K_r — coeficientul de rezistență a amortizorului la cursa de întindere;
x — coeficientul de corecție a temperaturii;
δ — coeficientul de corecție a poziției amortizorului în suspensie;
v_p — viteza relativă a pistonului;
v_{cr} — viteza de deplasare a pistonului, critică din punctul de vedere al confortabilității.

Pentru simplificarea analizei oscilațiilor automobilului se înlocuiește, în calculele inginerești, sistemul oscilant al automobilului cu un sistem echivalent, simplificat, cu două grade de libertate.

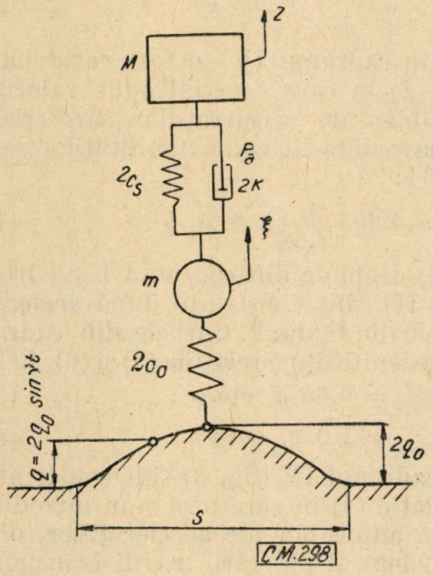


Fig. 1.

În figura 1 s-a reprezentat sistemul oscilant echivalent, simplificat, al automobilului, pentru o pereche de roți. În acest sistem se iau în considerație numai oscilațiile maselor automobilului în planul vertical-longitudinal.

În cele ce urmează se indică modul și ordinea calculului parametrilor de amortizare a oscilațiilor suspensiei automobilului și al caracteristicii externe parțiale a amortizorului hidraulic telescopic.

Prin parametrii de amortizare a oscilațiilor suspensiei automobilului se înțeleg: coeficientul relativ de amortizare a oscilațiilor ψ, coeficientul parțial de amortizare ψ_0, coeficientul de rezistență al amortizorului K și viteza critică a pistonului v_{cr}.

Pentru determinarea acestor parametri se pornește de la accelerațiile maxime admisibile ale caroseriei, pentru ca amortizarea oscilațiilor să asigure confortabilitatea pasagerilor și păstrarea mărfii în condițiile circulației automobilului pe drumuri cu suprafața neregulată.

Pentru calculul coeficienților de amortizare (relativ și parțial) a oscilațiilor cu frecvență joasă servesc nomogramele din figura 2 (pentru autoturisme) și cele din figura 3 (pentru autocamioane).

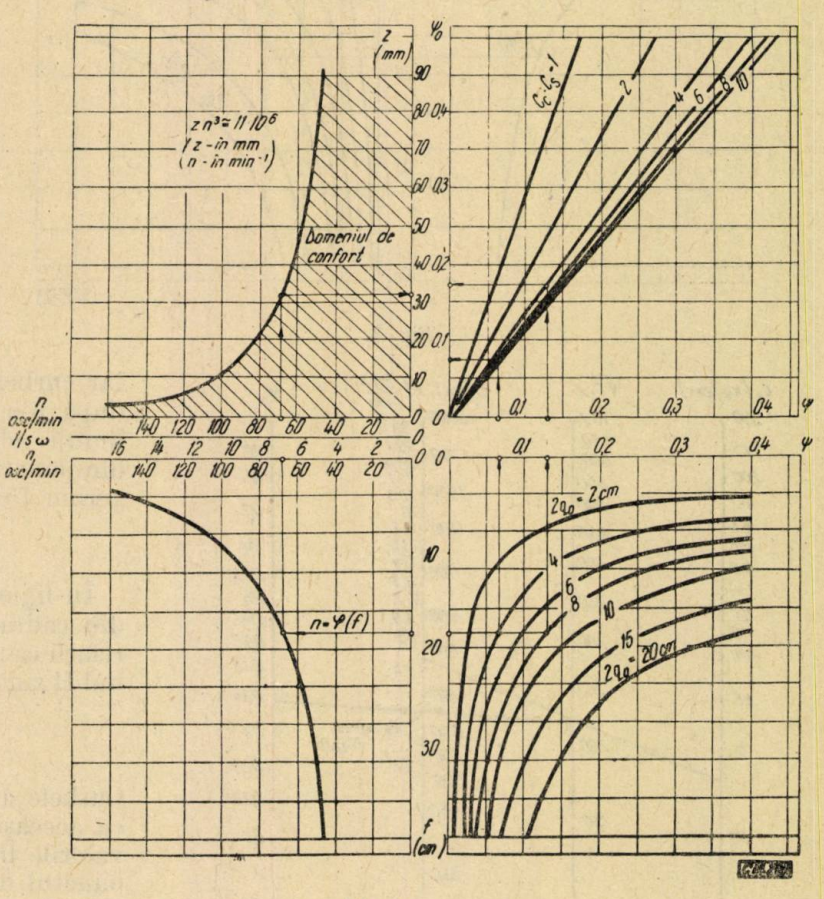


Fig. 2.

Dreptele din cadranul I (fig. 2) au fost construite după relația (1) [5]:

$$\psi = \psi_0 \sqrt{\left(\frac{C_c}{C_s + C_c}\right)^3}, \qquad (1)$$

iar curba din cadranul II, după relația (2) (relația lui Janeway) [3]:

$$Zn^3 \cong 11 \cdot 10^6. \qquad (2)$$

Curba din cadranul III este construită cu ajutorul relației (3):

$$n^2 \cong \frac{981}{f}, \qquad (3)$$

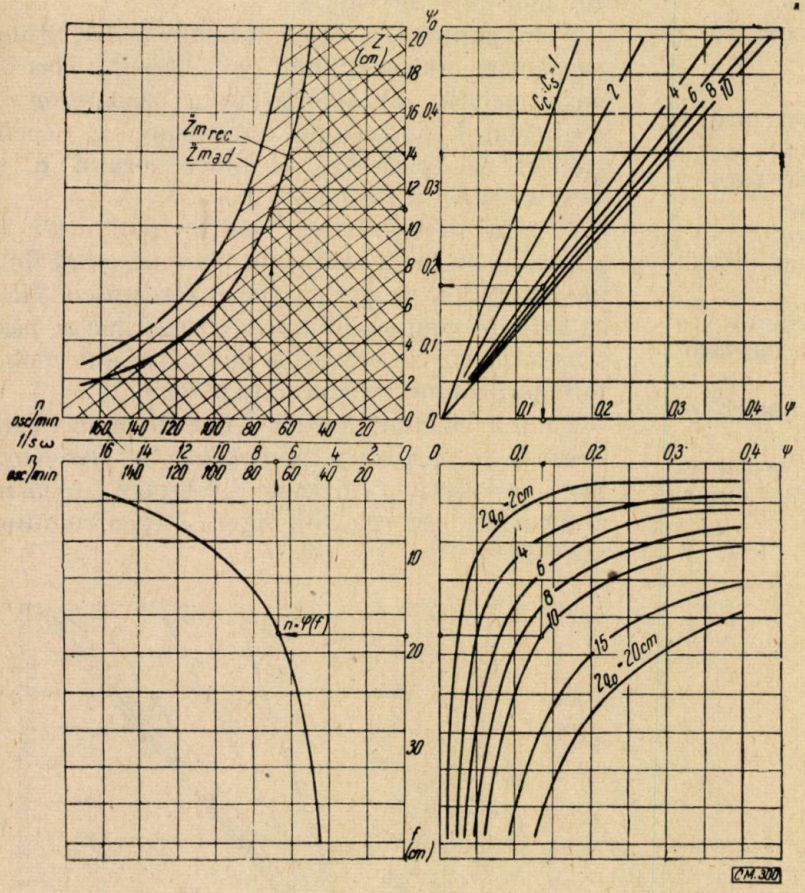


Fig. 3.

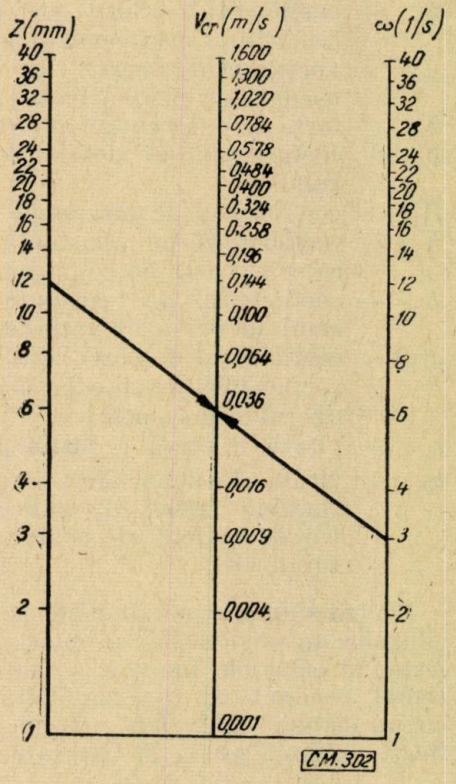


Fig. 5.

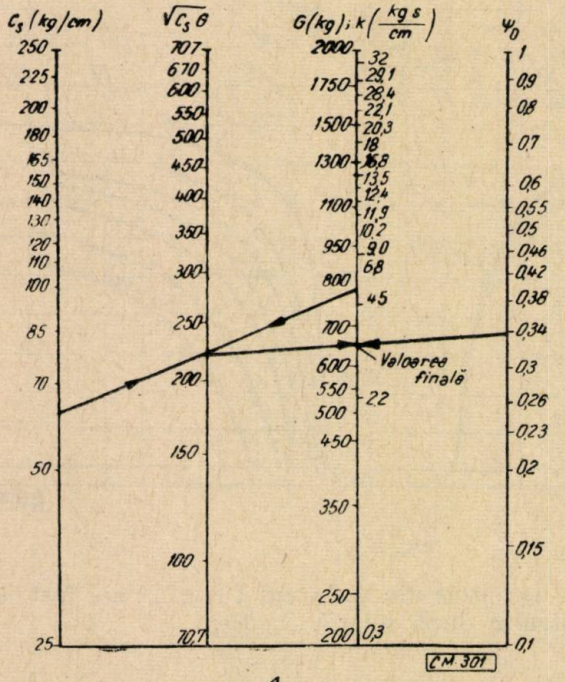


Fig. 4.

iar curbele din cadranul IV au fost construite după relația (4) în care s-au introdus valorile limită admisibile ale accelerațiilor caroseriei, din punctul de vedere al confortabilității pasagerilor [5], [3]:

$$\ddot{z} = 490{,}5 \frac{q_0}{f \cdot \psi} \sqrt{1 + 5\ \psi^2}. \qquad (4)$$

În figura 3, dreptele din cadranul I și curba din cadranul III sînt construite după aceleași relații ca și cele din figura 2. Curbele din cadranul II sînt construite după relațiile (5) și (6), [3]:

$$\ddot{z}_{m_{rec}} = 0{,}65\ g,\ \text{cm/s}^2; \qquad (5)$$

$$\ddot{z}_{m_{ad}} = 1{,}0\ g,\ \text{cm/s}^2. \qquad (6)$$

Curbele din cadranul IV (fig. 3) sînt construite cu aceeași relație (4) în care însă s-au introdus valorile limită admisibile ale accelerațiilor, din punctul de vedere al păstrării mărfii transportate.

Coeficientul de rezistență al amortizorului K se determină după nomograma din figura 4, care este construită cu relația (7):

$$K = \psi_0 \sqrt{2 C_s \frac{G_s}{g}},\ \text{kg.s/cm}. \qquad (7)$$

Pentru determinarea vitezei critice a pistonului v_{cr} servește nomograma din figura 5 (pentru autoturisme) și aceea din figura 6 (pentru autocamioane), realizate în funcție de relația (8):

$$v_{cr} = \frac{z \cdot \omega}{1\,000}, \text{ m/s.} \qquad (8)$$

Ordinea de desfășurare a calculului parametrilor de amortizare este următoarea:

— cunoscînd săgeata totală statică ($f = f_{st} + f_c$) se determină din cadranul IV (fig. 2 sau 3), în funcție de înălțimea neregularităților drumului [3], coeficientul relativ de amortizare ψ;

— din cadranul I, în funcție de coeficientul ψ și de valoarea cunoscută a raportului rigidităților suspensiei și pneurilor (C_c/C_s), se determină valoarea coeficientului de amortizare parțial ψ_0;

— în funcție de valoarea cunoscută a greutății maselor suspendate G_s, a rigidității suspensiei C_s și a coeficientului ψ_0 se determină coeficientul de rezistență a amortizorului K, folosind nomograma din figura 4. La majoritatea amortizoarelor hidraulice telescopice se deosebesc coeficienți de rezistență diferiți pentru cursa de comprimare K_c și pentru cursa de întindere K_r, pentru determinarea acestor

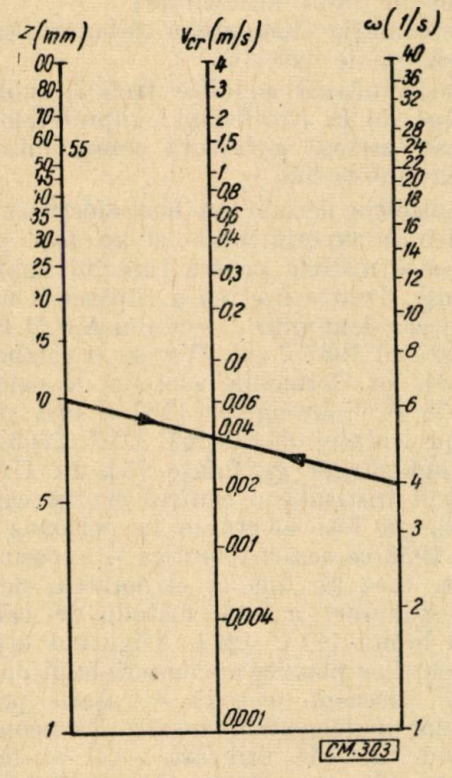


Fig. 6.

coeficienți recomandîndu-se următoarele relații [3]:

$$K_r = (1{,}5 \ldots 1{,}6)\ K; \qquad (9)$$

$$K_c = 2K - K_r; \qquad (10)$$

— în funcție de valoarea săgeții statice totale f, din cadranul IV (fig. 2 sau 3), se determină frecvența proprie joasă a oscilațiilor caroseriei n, iar din cadranul III — amplitudinea oscilațiilor caroseriei z;

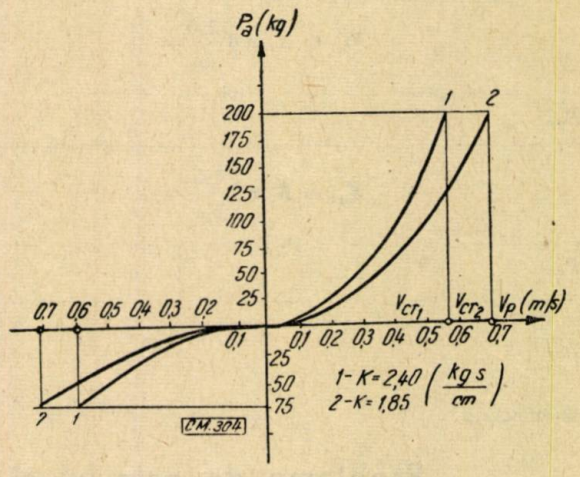


Fig. 7.

— din nomogramele indicate în figurile 5 și 6 se determină valoarea vitezei critice a pistonului v_{cr}, din punctul de vedere al confortabilității; la această viteză a pistonului trebuie să intre în acțiune supapele de siguranță ale amortizorului.

Caracteristica externă parțială reprezintă variația forței de amortizare P_a în funcție de viteza relativă a pistonului v_p pînă la punctul corespunzător vitezei critice v_{cr} (adică caracteristica dată de scurgerea lichidului de amortizor numai prin găurile calibrate) (fig. 7).

Pornind de la asigurarea unei caracteristici de formă pătratică (ca fiind caracteristica optimă pentru un amortizor hidraulic telescopic [3], [4], [5]), relația care precizează caracteristica externă parțială este:

$$P_a = K_1\ v_p^2, \text{ kg,} \qquad (11)$$

în care:

$K_1 = x \cdot \delta \cdot K \dfrac{1{,}5}{v_{cr}}$ este coeficientul de rezistență corectat [3].

Pentru ușurința determinării caracteristicii externe parțiale se recomandă a se trece calculele într-o tabelă de forma tabelei 1.

Cu datele din această tabelă se construiește apoi în coordonatele $P_a - v_p$ caracteristica externă parțială a amortizorului hidraulic telescopic, pentru cursa de întindere ($P_{ar} - V_p$) și pentru cursa de comprimare ($P_{ac} - v_p$).

Metoda indicată în prezentul articol permite posibilitatea determinării cu ușurință a parametrilor de amortizare a oscilațiilor suspensiei automobilului și a parametrilor necesari pentru proiectarea amortizoarelor hidraulice telescopice.

Tabela 1

v_p	0,05	0,1	...	v_{cr}
v_p^2				
$K_{1r} = K_r \, x \, \delta \frac{1,5}{v_{cr}} =$				
P_{ar}			...	
$K_{1c} = K_c \, x \, \delta \frac{1,5}{v_{cr}} =$				
P_{ac}			...	

Aplicarea acestei metode de către specialiştii din uzinele constructoare ar duce la îmbunătăţirea performanţelor amortizoarelor telescopice de fabricaţie românească.

[1] *Derbaremdiker, A. D.* Opredelenie gabaritnîh razmerov teleskopiceskih amortizatorov. In: Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 8, 1958. [2] *Derbaremdiker, A. D.* Issledovania harakteristiki kalibrovanîh otverstii amortizatorova. In: Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 7, 1961, p. 15—19. [3] *Drăghici, I.* şi *Jula, A.* Cu privire la calculul amortizoarelor hidraulice telescopice. In: Lucrări ştiinţifice. Institutul politehnic-Braşov, vol. VI. [4] *Hoffmann, H. I.* Wirksamkeit von Stössdämpfer am Fahrzeug. In: VDI-Berichte, vol. 35, 1959, p. 73—81. [5] *Rotenberg, R. V.* Podveska avtomobilia i ego kolebania. Moscova, Maşghiz, 1960. [6] *Remensperger, W.* şi *Kokott, E.* Theoretische Grundlagen für die Funktionsberechnung von hydraulischen Stossdämpfern. In: ATZ, nr. 2, 1951.

CZ 621.643.412

Probleme de calculul şi construcţia îmbinărilor cu flanşe

Conf. ing. M. RENERT

Îmbinarea cu flanşe reprezintă un element de construcţie cu largă răspîndire în construcţia generală de maşini. În industria chimică şi petrolieră şi în industriile înrudite acestora, de asemenea, în instalaţiile energetice, îmbinările cu flanşe se utilizează în număr foarte mare, în tipuri variate, într-o gamă extinsă de dimensiuni şi în condiţii de lucru (parametri de regim etc.) foarte diferite.

Îmbinările cu flanşe ale conductelor, ca şi cele ale racordurilor recipientelor sub presiune, se realizează, în mod obişnuit, după diferitele standarde în vigoare. Cercetări recente, îndeosebi cele efectuate în U.R.S.S., arată că, în ceea ce priveşte îmbinările cu flanşe ale recipientelor sub presiune (autoclave, reactoare, coloane etc.) — deci îmbinări de diametre relativ mari — diferitele standarde existente nu pot fi considerate pe deplin raţionale [2]. În aceste condiţii, utilizarea de către proiectanţi a unor metode de calcul corecte capătă importanţă deosebită, inclusiv din punct de vedere economic.

Este de reţinut de la început că, spre deosebire de îmbinările cu flanşe ale recipientelor sub presiune, îmbinările cu flanşe ale conductelor (orizontale de exemplu) sînt supuse adeseori unor momente încovoietoare suplimentare, care trebuie luate în considerare în calcule [16], [23].

Pentru ca îmbinarea cu flanşe să dea satisfacţie în exploatare, adică să asigure etanşeitate deplină, este necesar ca:

— strîngerea garniturii să fie destul de mare în toate condiţiile care pot surveni;

— solicitările flanşelor şi şuruburilor, ca şi solicitările în zonele adiacente flanşelor, să se menţină în limite admisibile;

— deformaţia elementelor îmbinării, sub sarcină, să nu fie excesivă.

Această ultimă condiţie trebuie subliniată. Abaterea de la paralelism a suprafeţelor între care este strînsă garnitura compromite etanşeitatea îmbinării.

În ultimele decenii au fost efectuate studii teoretice şi experimentale şi au fost propuse numeroase metode pentru calculul îmbinărilor cu flanşe. Dintre acestea a căpătat o utilizare largă aceea denumită „a codului A.S.M.E." [1], elaborată în 1937 de E. Waters şi colaboratorii săi [18]. În Germania, metoda de calcul propusă de S. Schweigerer [13] a fost pusă la baza proiectului de normă DIN 2505 — Calculul îmbinărilor cu flanşe [5]. În U.R.S.S., în cadrul Institutului central pentru cazane şi turbine, au fost efectuate în perioada anilor 1945—1958 cercetări teoretice şi experimentale extinse, care au dus la elaborarea, de către A. A. Zaharov, a unei metode de calcul la sarcini limită [21], [22]. Asigurînd utilizarea proprietăţilor plastice ale materialului de construcţie[1], această metodă se aşază pe linia calculelor inginereşti avansate. Ea acoperă un domeniu vast de utilizare — cel al flanşelor construite din materiale cu proprietăţi plastice, adică din oţel, în cazul general. Pentru construcţii executate din materiale fragile, adică din fontă cenuşie şi materiale analoge, în

[1] Cu atingerea limitei de curgere a materialului în zone limitate.

U.R.S.S. se recomandă, în continuare, utilizarea metodei Waters.

Metoda Waters păstrează însă un caracter convențional. Ea nu reflectă condițiile reale în care lucrează îmbinarea, ci se referă la o etapă arbitrar aleasă a procesului de strîngere a îmbinării cu ajutorul șuruburilor, deși permite stabilirea unor proporții juste între elementele geometric diferite ale îmbinării [20].

Este cunoscut faptul că fenomenele de coroziune a metalelor se accentuează cînd elementele de construcție se află sub sarcină, adică sînt încărcate cu eforturi unitare [4]. Îmbinările cu flanșe constituie, prin însăși construcția lor, concentratori de eforturi unitare, iar coeficienții de concentrare ating valori însemnate. Astfel, la îmbinările cu flanșe inelare sudate, coeficienții de concentrare calculați de autor ating valori între 1,5 și 3, la utilajele de tip industrial [8]. Rezultatele obținute pe cale teoretică se află în concordanță cu rezultatele obținute prin măsurări efectuate pe model [11]. În aceste condiții, preocuparea pentru realizarea unor îmbinări cu flanșe cu secțiuni prezentînd coeficienți de concentrare a eforturilor unitare reduși capătă importanță deosebită.

Este important să se ia în considerare comportarea elastică a îmbinării cu flanșe. Pe această bază se poate explica fenomenul — paradoxal la prima vedere — al descărcării îmbinării sub presiune în comparație cu starea ei la prestrîngere [6], [12], [20]. Cercetări efectuate în cadrul NIIHIMMAS (U.R.S.S.) arată calea de urmat pentru realizarea unor construcții încărcate, practic, uniform la prestrîngere și sub sarcină [3].

Astfel, pentru îmbinarea reprezentată în figura 1, în care: P_1 este forța de desfacere (datorită presiunii interioare); P_2 — forța de etanșare (apăsare asupra garniturii); P_s — încărcarea șuruburilor, și utilizînd notațiile din figură, se ajunge la relațiile:

$$P_{se} = P_1 + P_2 = P_{20} + (1 - \alpha)\ P_1; \qquad (1)$$

$$P_{s0} = P_{20} = P_{se} - (1 - \alpha)\ P_1, \qquad (2)$$

unde indicele e se referă la condițiile de exploatare, iar indicele 0 la prestrîngere.

Mărimea

$$\alpha = \frac{Y_s + 2\varphi l_1 l_2}{Y_s + Y_g + 2\varphi l_1^2}, \qquad (3)$$

în care:

Y_s este elasticitatea șuruburilor;
Y_g — elasticitatea garniturii;
φ — rotația secțiunii flanșei sub acțiunea momentului egal cu unitatea,

iar semnificația cotelor l_1 și l_2 rezultă din figura 1, caracterizează comportarea elastică a îmbinării.

Pentru $\alpha \approx 1$, $P_{s0} \approx P_{se}$, după cum rezultă din relația (2), adică încărcarea îmbinării în condiții de exploatare și la prestrîngere este aceeași, în cazul în care temperatura elementelor îmbinării nu se schimbă. Dacă $(1-\alpha) > 0$,

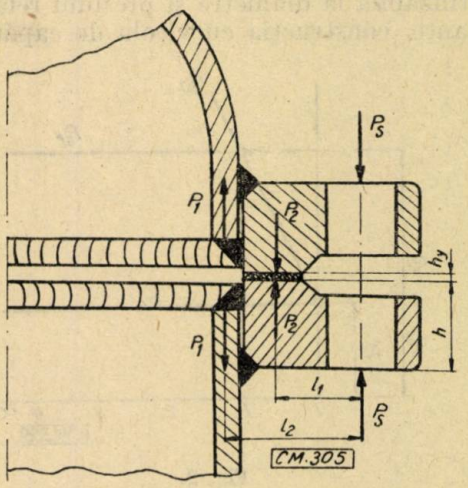


Fig. 1.

adică $\alpha < 1$, încărcarea în condiții de exploatare crește în oarecare măsură față de încărcarea la prestrîngere:

$$P_{se} = P_{so} + (1 - \alpha)\ P_1, \qquad (4)$$

așa cum rezultă din relația (2). Cînd $(1-\alpha) < 0$, adică $\alpha > 1$, situația se inversează: $P_{se} < P_{s0}$, ceea ce înseamnă că, în condiții de exploatare, șuruburile se descarcă. Graficul din figura 2 redă variația mărimii P_{s0} în funcție de α, la P_{se} dat [relația (2)].

În condiții de exploatare la cald (temperatura îmbinării în condiții de regim mai mare decît temperatura de montaj), șuruburile sînt încărcate suplimentar cu sarcina:

$$P_2^* \approx \frac{\alpha_T \cdot \Delta t \cdot l_s}{Y_s + Y_g + 2\varphi l_1^2}, \qquad (5)$$

datorită diferenței de temperatură Δt dintre flanșe și șuruburi. În relația (5) s-a mai notat: α_T — coeficientul de dilatație liniară (avînd aproximativ aceeași valoare pentru materialul flanșelor și al șuruburilor pentru oțeluri carbon și fonte cenușii); $l_s \approx 2h + h_g$ — lungimea de calcul a șuruburilor (fig. 1).

Relația (3) arată că, dacă $l_1 = l_2$, întotdeauna $\alpha < 1$, deoarece mărimile Y_s și Y_g sînt întotdeauna diferite de zero și pozitive. Această condiție care cere ca, practic, circumferința mediană a garniturii să facă parte din suprafața mediană a virolei, este totodată o condiție de micșorare a brațului de pîrghie l_2 (fig. 1), deci de micșorare a momentelor încovoietoare din îmbinare. Momente mai mici — celelalte condiții rămînînd neschimbate — duc însă la secțiuni mai mici și, prin aceasta, la construcții

mai uşoare şi mai economice. Se ajunge astfel la construcţia reprezentată schematic în figura 3, cu virolă de capăt îngroşată: *a* — virola de capăt îngroşată; *b* — virolă (normală) şi *c* — garnitura.

Utilizabilă la diametre şi presiuni relativ importante, construcţia cu virola de capăt îngro-

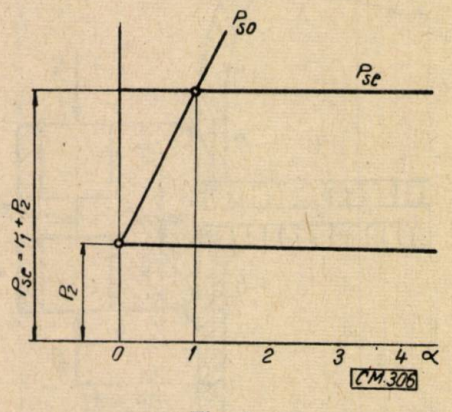


Fig. 2.

şată poate evita, în anumite limite ce urmează încă a fi precizate, utilizarea flanşelor cu gît, care se execută mai greu; ea necesită doar profiluri de secţiune pătratică sau dreptunghiulară. Această construcţie prezintă şi avantaje de execuţie importante.

Relaţii de calcul pentru caracteristicile elastice ale îmbinărilor cu flanşe şi exemple de utilizare practică a lor sînt date în lucrarea [10].

Utilizarea relaţiilor (1) — (4) — deci luarea în considerare a caracteristicilor elastice ale elementelor îmbinării — permite ca, încă de la proiectarea îmbinărilor cu flanşe, comportarea

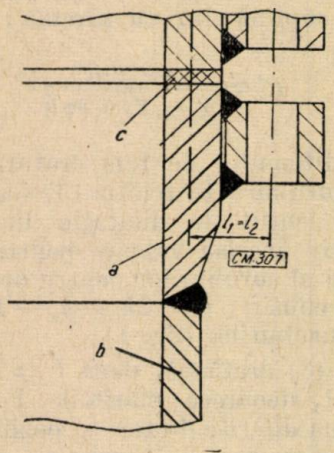


Fig. 3.

lor să fie reglată potrivit uneia dintre următoarele alternative:

a) încărcarea suplimentară din temperatură (4) nu este importantă; este avantajos ca $P_{s0} \approx P_{se}$, deci $\alpha \approx 1$ [relaţia (2)];

b) încărcarea suplimentară din temperatură este importantă; este avantajos ca [relaţia (1)]:

$$P_{s0} = P_1 + P_2 + P_2^* = P_{20} + (1-\alpha)\, P_1 + P_2^*, \quad (7)$$

de unde, ţinînd seamă că $P_{s0} = P_{20}$,

$$\alpha = 1 + \frac{P_2^*}{P_1}, \quad (8)$$

deci $\alpha > 1$.

Proiectarea judicioasă a îmbinărilor cu flanşe trebuie să fie urmată de montajul corect al acestora. Este esenţial — îndeosebi pentru îmbinările cu diametru mare, la reactoare, coloane, schimbătoare de căldură etc. — ca strîngerea şuruburilor la montaj să se efectueze controlat, cu chei dinamometrice sau cu alte dispozitive adecvate. Există posibilitatea ca asemenea dispozitive să fie executate şi introduse în uzul curent al fabricilor de utilaj chimic şi al şantierelor de montaj.

Din cele arătate se desprind următoarele concluzii:

1. Pentru proiectarea, respectiv verificarea îmbinărilor cu flanşe, sînt de recomandat metodele Zaharov [22], [2] şi A.S.M.E. [1], [2], în domeniile de utilizare precizate mai sus. În cazul îmbinărilor solicitate suplimentar la încovoiere se recomandă, în completare, utilizarea metodei de calcul indicate de A. A. Voloşin [16]. Calculele trebuie să se extindă, de fiecare dată, asupra stărilor de montaj, probei de presiune şi exploatării.

2. În vederea elucidării posibilităţilor de a raţionaliza construcţiile de îmbinări cu flanşe, apare necesar:

— să se aprofundeze sub aspectul teoretic şi al tehnologiei de execuţie domeniile de utilizare a construcţiei cu virolă de capăt îngroşată (fig. 3);

— să se aprofundeze problemele privind proiectarea unor îmbinări cu caracteristici elastice adaptate cazurilor date de încărcare.

3. Prestrîngerea şuruburilor, stabilită la proiectare, urmează a fi realizată la montaj, utilizîndu-se în acest scop mijloace de lucru adecvate.

---

[1] ASME. Boiler and pressure — vessel code, section VIII, 1956 (with addenda winter 1957). [2] *Domaşnev, A.* Utilaje pentru industria chimică. Bucureşti, Editura tehnică, 1962 (traducere din limba rusă). [3] *Karasev, L. P.* Analiz rabotî flanţevogo soedneniia s pomoşcih kriteria jestkosti. In: Voprosî procinosti v himiceskom maşinostroenii, nr. 21. Moscova (NIIHIMMAS), Maşghiz, 1958, p. 9—20. [4] *Klinov, I. I.* Korroziia himiceskoi apparaturî i korrozionnostoikie materialî, ediţia a III-a. Moscova, Maşghiz, 1960, p. 93. [5] *Kreckel, M.* Beitrag zur Normung und Berechnung von Flanschverbindungen. In: Konstruktion, 13, nr. 12, decembrie 1961, p. 467—477. [6] *Niemayer, H.* Verspannungsschaubild und Berechnung von Flanschverbindungen. In: Konstruktion, 5, nr. 5, 1953, p. 154—156. [7] *Pavel, A.* Calculul îmbinărilor în flanşe supuse acţiunii momentelor încovoietoare. In: Metalurgia şi Construcţia de Maşini, 14, nr. 12, dec 1962, p. 1106—1111. [8] *Renert, M.* Contribuţii la

calculul flanşelor (I, II). In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, 8, nr. 11, noiembrie 1956, p. 10—17. [9] *Renert, M.* şi *Tănase, G.* Contribuţii la calculul flanşelor (III). In : Buletinul Inst. politehnic-Bucureşti, tom XIX, fasc. 3—4, 1957, p. 357—360. [10] *Renert, M.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. 1, Bucureşti, Litografia învăţămîntului, 1959. [11] *Renert, M.* şi *Blumenfeld, M.* Contribuţii la calculul flanşelor (IV). In : Buletinul Inst. politehnic-Bucureşti, tom. XXII, fasc. 3, 1960, p. 73—86. [12] *Rossheim, D. B.* şi colab. Test of heat exchanger flanges. In : Trans. A.S.M.E., 60, p. 305—314, 1938. [13] *Schwaigerer, S.* Festigheitsberechnung von Bauelementen des Dampfkessel-, Behälter- und Rohrleitungsbaues. Berlin — Göttingen — Heidelberg, Springer, 1961, p. 89—104. [14] *Söhngen, R.* Ausgewählte Schweisskonstruktionen im chemischen Apparatebau. In : Comunicările Inst. Internaţional al sudurii. Adunarea anuală, 1958. [15] *Trutnovsky, E.* Berührungsdichtungen an ruhenden und bewegten Maschinenteilen. Berlin — Göttingen — Heidelberg, Springer, 1958. [16] *Voloşin, A. A.* Plotnosti flanţevîh soedneniia pod deistviem izghibaiuşcih momentov. In : Vestnik maşinostroeniia, nr. 4, aprilie 1955, p. 15—18. [17] *Voloşin, A. A.* Rascet flanţevîh soedneniia. Leningrad, Sudpromghiz, 1951. [18] *Waters, E. O.* şi colab. Formulas for stresses in bolted — flanged connections. In : Trans. A.S.M.E., 59, nr. 3, 1937. [19] *Waters, E. O.* şi *Williams, E. S. G.* Stress conditions in flanged joints for low-pressure service. In : Trans. A.S.M.E., 74, nr. 5, 1952, p. 135—136. [20] *Wesstrom, D. B.* şi *Bergh, S. E.* Effect of internal pressure on stresses and strains in bolted — flanged connections. In : Trans. A.S.M.E., 73, nr. 5, 1951, p. 553—568. [21] *Zaharov, A. A.* O rascete procinosti flanţev truboprovodov i ţilindriceskih sosudov po predelnim nagruzkami. In : Teploenerghetika, nr. 20, oct 1954, p. 12—16. [22] *Zaharov, A. A.* Rascet flanţevîh soednenii truboprovoda i ţilindriceskih sosudov. Moscova, Maşghiz, 1958. [23] *Zaslavskii, B. V.* O raspredelenii usilii v flanţevom soednenii krugovîh tonkostennih obolocek pri izghibe. In : Moscovskii aviaţionnîi institut im. Serge Ordjonikidze. Voprosî procinosti i ustoicivosti elementov tonkostennih konstrukţii. Moscova, Oboronghiz, 1963.

CZ 621.65—232 :621.225.7—232

Neuniformitatea rotaţiei blocului de cilindri la pompele cu pistoane axiale în cazul antrenării prin biele

Ing. I. NAN

Introducerea sistemului de transmisie hidrostatic pe scară tot mai largă şi în domenii noi şi variate se datoreşte avantajelor deosebite pe care le prezintă : variaţie continuă a vitezei, momente mari la viteze mici, eliminarea inversorului de sens, randamente ridicate, amplasarea la distanţă în locuri convenabile şi automatizarea uşoară a comenzilor. O dată cu extinderea aplicării acestui sistem a apărut necesitatea rezolvării unor probleme destul de dificile, dat fiind faptul că pompele şi motoarele hidrostatice trebuie să funcţioneze la presiuni înalte, cu o mare durată de funcţionare, iar puterea unităţilor fiind în continuă creştere, randamentul lor trebuie să fie ridicat. Cercetările efectuate în ultimul timp în vederea perfecţionării construcţiilor de pompe şi motoare hidrostatice cu pistoane axiale au determinat necesitatea studiului cinematic al acestor agregate, pentru a se putea aprecia neuniformitatea rotaţiei blocului de cilindri în cazul cînd acesta este antrenat prin biele, aspect care nu apare în cazul antrenării cu ax cardanic.

Expresia care precizează mişcarea pistonului unei pompe hidrostatice cu pistoane axiale este aproximativă, deoarece nu ţine seamă de lungimea finită a bielei. Stabilirea unei relaţii exacte care să exprime deplasarea pistonului ar da posibilitatea precizării erorii de calcul admisibile. La proiectare trebuie luate în considerare anumite relaţii între raza amplasării cilindrilor în blocul respectiv şi raza sferelor de sprijin ale bielelor în flanşa axului de antrenare. Trebuie, de asemenea, asigurată posibilitatea înclinării bielelor în orificiile pistoanelor sau cilindrilor. Studiul traiectoriei de deplasare a centrului sferei de sprijin a bielei faţă de axul cilindrului va permite atît rezolvarea acestor probleme, cît şi calculul forţelor laterale care acţionează asupra peretelui cilindrului.

Pentru înţelegerea cinematicii unei pompe cu pistoane axiale şi disc înclinat se porneşte de la un mecanism situat într-un singur plan, reprezentat în figura 1. Mecanismul diferă de cel clasic prin aceea că tija bielei rămîne mereu paralelă cu ea însăşi ; în consecinţă, se consideră că cilindrul trebuie să efectueze o mişcare în plan vertical. Manivela *2* descrie un cerc de

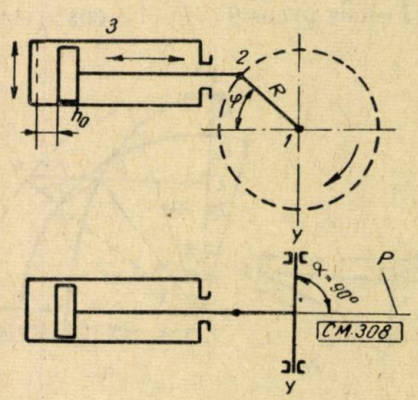


Fig. 1.

rază R, situat în planul de mişcare al bielei şi al cilindrului. Rotaţia se execută în jurul axei $y - y$, care face unghiul $\alpha = 90°$ cu planul P. Cursa h_0 a pistonului este dată de relaţia :

$$h_0 = R\ (1 - \cos\ \varphi), \qquad (1)$$

în care unghiul φ determină poziția momentană a manivelei în planul de rotație.

Pentru a trece la un mecanism în spațiu, se consideră planul T de rotație al manivelei rotit

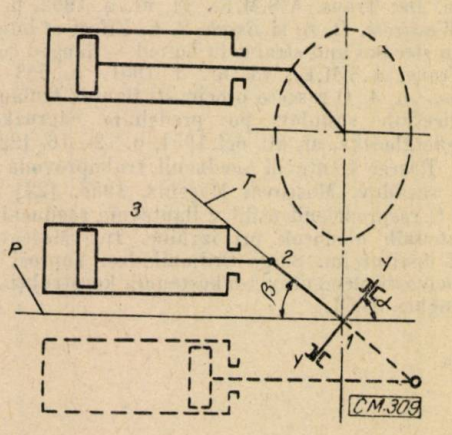


Fig. 2.

cu ungiul β față de planul inițial P (fig. 2); axul de rotație $y - y$ al manivelei se rotește și el, ajungînd în noua poziție care face unghiul $\alpha = 90° - \beta < 90°$.

Pentru ca legătura bielă-manivelă să se mențină în permanență trebuie ca cilindrul să efectueze o mișcare suplimentară, perpendiculară pe cea amintită. El ajunge astfel să efectueze o mișcare de rotație în spațiu. Proiecția traiectoriei punctului 2, în planul P, este o elipsă.

Din figura 2 se observă că pentru $\beta = 90°$, respectiv $\alpha = 0°$, cursa $h_0 = 0$, iar pentru $\beta = 0°$, respectiv $\alpha = 90°$, cursa devine maximă, și anume aceea a mecanismului plan (fig. 1). Pentru orice valoare intermediară a lui β, cursa h devine :

$$h = R_s (1 - \cos \varphi) \cos \beta = R_s (1 - \cos \varphi) \cos (90 - \alpha)$$

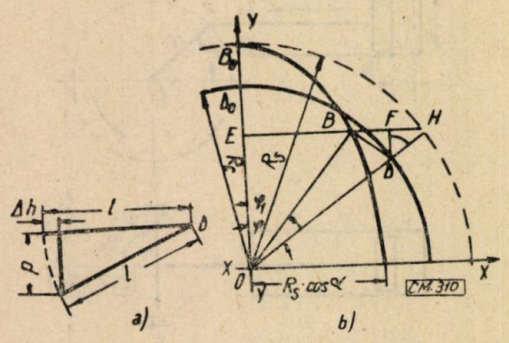


Fig. 3.

sau

$$h = R_s \sin \alpha (1 - \cos \varphi), \qquad (2)$$

în care :

h este cursa pistonului cînd lungimea bielei este infinită ;

R_s — raza de amplasare a suprafețelor sferice ale bielelor în flanșa axului de antrenare ;

α — unghiul dintre axele de rotație ale blocului cilindrilor și flanșa axului de antrenare ($\alpha = 0°$ cînd axele coincid) ;

φ — unghiul de rotație al arborelui pompei.

Relația (2) nu este exactă, deoarece nu ține seamă de influența lungimii finite a bielei asupra deplasării pistonului. Relația exactă se poate scrie sub forma :

$$H = h + \Delta h = R_s \sin \alpha (1 - \cos \varphi) + \Delta h, \qquad (3)$$

în care :

H este deplasarea reală a pistonului ;

Δh — corecția deplasării pistonului care ține seamă de lungimea finită a bielei și care depinde de înclinarea bielei față de axa cilindrilor (fig. 3, a) ;

$$\Delta h = l - \sqrt{l^2 - p^2}, \qquad (4)$$

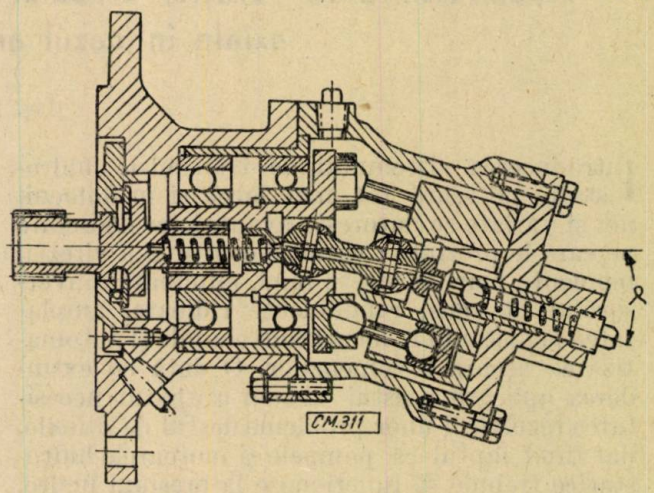


Fig. 4.

în care :

l este lungimea bielei ;

p — lungimea proiecției bielei pe un plan perpendicular pe axul de rotație a blocului.

Se presupune în cele ce urmează că blocul cilindrilor și flanșa arborelui de antrenare se rotesc sincron, lucru ce se realizează printr-o articulație cardanică dublă, care leagă aceste piese (fig. 4).

Se va proiecta traiectoria centrului sferei bielei din flanșa axului de antrenare pe un plan perpendicular pe axa de rotație a blocului cilindrilor (fig. 3, b), proiecția fiind de forma unei elipse cu semiaxele R_s și $R_s \cos \alpha$. Axa $y - y$ este proiecția axei în jurul căreia are loc înclinarea blocului cilindrilor la variația volumului de lucru al pompei, axă ce se consideră ca origine pentru calcularea unghiului de rotație φ al arborelui pompei. Traiectoria centrului pistonului proiectată pe același plan va fi un cerc

cu raza R_c. Cercul de rază R_s, reprezentat cu linie punctată, corespunde traiectoriei centrului sferelor bielelor din flanșa arborelui de antrenare, cînd volumul de lucru al pompei este egal cu zero. Se presupune că flanșa arborelui de antrenare s-a rotit cu unghiul φ față de poziția inițială. În acest caz, blocul cilindrilor se va roti cu același unghi. Centrul sferei din flanșa de antrenare se va deplasa din punctul inițial B_0 într-un punct care nu se află în planul proiecției, notat convențional cu H. Proiecția noii poziții a acestui punct corespunde punctului B aflat pe elipsă. În același timp, centrul pistonului, la rotirea arborelui, se va deplasa din punctul D_0 în punctul D. Dreapta BD este proiecția bielei pe un plan perpendicular pe axa blocului cilindrilor notată cu p în ecuația (4).

Din triunghiul DFH se obține :

$$DF = (R_s - R_c)\cos\varphi.$$

Din triunghiul BOE și EOH se obține :

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi\cos\alpha; \qquad (5)$$

$$BF = EF - EB = \sin\varphi\,(R_c - R_s\cos\alpha),$$

în care, înlocuind $R_s/R_c = e$, se obține :

$$p^2 = R_c^2(e-1)^2\cos^2\varphi + R_c^2\sin^2\varphi\,(1-e\cos\alpha)^2. \qquad (6)$$

După înlocuirea expresiei (6) în (4) rezultă :

$$\Delta h = l - \sqrt{l^2 - R_c^2[e-1)^2\cos^2\varphi + (1-e\cos\alpha)\sin^2\varphi]}. \qquad (7)$$

În figura 5 s-a reprezentat variația mărimii corecției cursei pistonului Δh în funcție de unghiul de rotire al arborelui pompei pentru diferite unghiuri de înclinare a blocului cilindrilor la un model experimental, al unei transmisii hidrostatice montate pe tractorul MT3—Э 50 Б. În calcule s-au folosit următoarele mărimi :

l=68 mm; R_c=41 mm; e=1,06; α_{max}=30°.

În poziția inițială a pompei față de care se consideră unghiul de rotire φ și în poziția corespunzătoare unghiului $\varphi = 180°$ există o corecție constantă de 0,045 mm, pentru cursa pistonului, indiferent de unghiul de înclinare al blocului de cilindri față de axul de antrenare. Corecții mari apar la $\varphi = 90°$, respectiv $\varphi = 270°$, adică în pozițiile pistonului la PMS și PMI. O variație a unghiului de înclinare al blocului de la 19—30° duce la o corecție de 0,09 mm a cursei, ceea ce corespunde la o variație a spațiului mort al cilindrului de ~ 50 mm³.

O dată cu creșterea unghiului de înclinare al blocului de cilindri de la 30—31°, corecția cursei crește cu mai mult de două ori. Înclinarea blocului pînă la un unghi de 31° poate avea loc numai în cazul unei reglări neexacte a poziției suporților de limitare a înclinării.

Mișcarea de rotație de la arborele de antrenare a pompei se transmite prin biele la pistoane și, prin acestea, la blocul cilindrilor. În timpul funcționării pompei, bielele se înclină față de axa pistonului sau a cilindrului (segmentul BD, fig. 3, b). Cercetarea acestor înclinări este necesară în vederea dispunerii corecte a mecanismului bielă-piston, pentru alegerea grosimii și lungimii mantalei pistonului, precum și în vederea stabilirii jocurilor necesare. În figura 6 este redată proiecția pe planul suprafeței frontale a blocului cilindrilor.

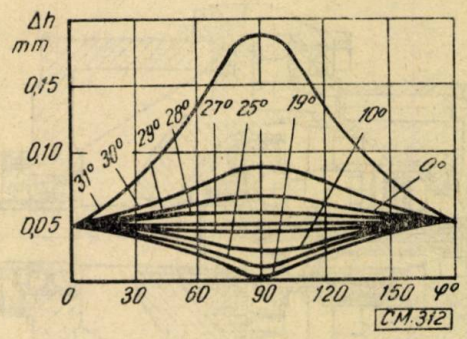


Fig. 5.

Se consideră un sistem de coordonate mobil $x_1\ Dy_1$ (punctul D fiind centrul cilindrului), legat rigid de blocul cilindrilor și care se deplasează o dată cu el. Coordonatele x_1 și y_1 stabilesc poziția centrului sferic al bielei față de centrul cilindrului la un unghi de rotație dat al arborelui și în cazul cînd ceilalți parametri ai sistemului sînt cunoscuți. Din figura 3,b rezultă :

$$BH = EH - BE = R_s\sin\varphi\,(1-\cos\alpha).$$

Din figura 6 se pot scrie coordonatele punctului B :

$$x_1 = -BH\cos\varphi = R_s\sin\varphi\cos\varphi\,(\cos\alpha - 1); \qquad (8)$$

$$y_1 = -CH - (-DH) = R_s - R_c - R_s\sin^2\varphi\,(1-\cos\alpha).$$

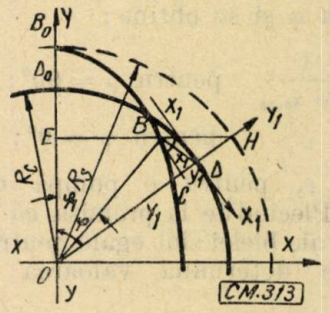


Fig. 6.

În acest fel se pot calcula și construi traiectoriile punctelor bielei față de cilindru sau piston, cu ajutorul cărora se pot determina unghiu-

rile reale de înclinare a bielelor față de axa pistonului și deci forțele laterale care acționează asupra peretelui cilindrului. Însumînd aceste forțe laterale, se poate determina momentul ce acționează asupra blocului de cilindri.

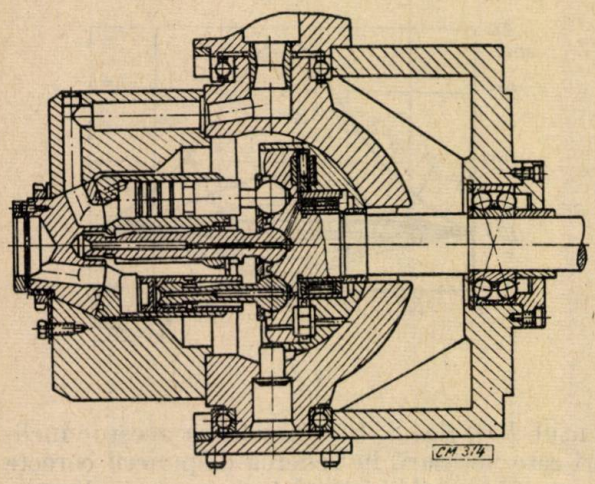


Fig. 7.

Întrucît orificiul din interiorul pistonului și secțiunea bielei sînt de formă circulară, dimensiunile lor se determină plecînd de la înclinarea maximă a bielei. Tendința este ca înclinarea bielei să fie cît mai mică posibil. Evident, cu cît această înclinare este mai mică, și proiecția ei este mai mică. Pentru determinarea valorilor minime ale înclinării bielei în funcție de mărimea e, se diferențiază expresia (7) în raport cu e și se egalează cu zero. În urma unor transformări rezultă :

$$e = \frac{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi \cos \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi \cos^2 \alpha}. \qquad (9)$$

Din această relație se vede că e depinde de unghiul de rotație al axului pompei φ și de unghiul de înclinare α al blocului de cilindri față de axul de antrenare.

Valoarea maximă se obține la α_{max}.

Pentru determinarea unghiului φ la care e are valori limită, se diferențiază expresia (9) în raport cu φ și se obține :

$$e_{max} = \frac{1}{\cos \alpha_{max}} \quad \text{pentru } \varphi = 90°;\ 270°;\ldots$$

$$e_{min} = 1 \quad \text{pentru } \varphi = 0°;\ 180°;\ldots$$

Mărimea e, pentru o pompă dată, este constantă. Plecînd de la premisa că unghiurile de înclinare ale bielei sînt egale pentru $\varphi = 0$ și $\varphi = 90°$, se determină valoarea optimă a mărimii e :

$$e_{optim} = \frac{R_s}{R_c} = \frac{2}{1 + \cos \alpha_{max}}. \qquad (10)$$

Dacă în construcția pompelor hidrostatice se respectă condiția (10), atunci pentru toate valorile α și φ, unghiurile de înclinare ale bielelor față de axa cilindrilor vor fi minime.

În ultima vreme, pompele hidrostatice cu pistoane axiale la care blocul cilindrilor nu mai este antrenat printr-un ax cardanic, ci direct prin intermediul bielelor și al pistoanelor, au căpătat o largă întrebuințare.

Acest sistem de antrenare a dat posibilitatea ridicării presiunii de lucru, a măririi siguranței în funcționare și a duratei de viață a acestor pompe, fiind utilizat în U.R.S.S. și de către firmele vestgermane „Hydrogigant", „Mannesmann-Meer", „Güldner", „Brüninghaus", precum și de firma elvețiană „Hydrotitan".

După cum rezultă din figura 7, momentul de rotație de la axul pompei la blocul de cilindri se transmite numai prin biele și pistoane. În flanșa axului de antrenare sînt practicate orificiile sferice în care sînt montate bielele. În timpul rotației, axul obligă bielele să se încline pînă cînd cel puțin una dintre ele vine în contact cu mantaua pistonului (fig. 8). În continuare, acest piston antrenează blocul cilindrilor într-o mișcare de rotație. După cum rezultă din figura 8, antrenarea se face prin intermediul tijei bielei și al mantalei pistonului. Partea superioară a mantalei pistonului este conică, pentru ca tija bielei să vină în contact pe o suprafață mai mare în vederea reducerii presiunilor specifice, respectiv a solicitărilor. Datorită înclinației flanșei de antrenare față de blocul de

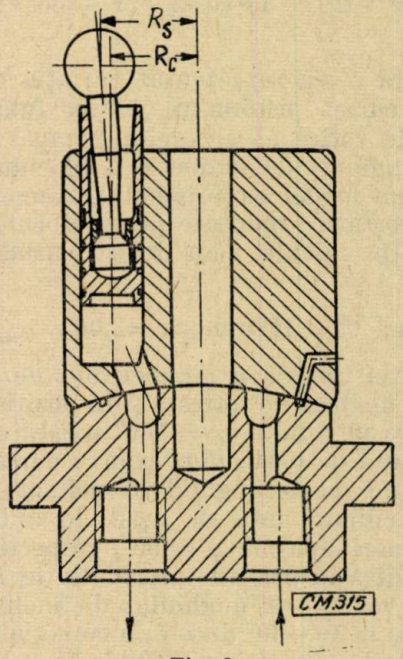


Fig. 8.

cilindri, capul mic din piston al bielei descrie o mișcare circulară cu raza R_c, iar capul mare din flanșa de antrenare, o mișcare eliptică cu semiaxele R_c și R_s, bielele efectuînd astfel mișcări suplimentare. Aceste mișcări se pot realiza datorită celor două articulații sferice la capetele

bielelor şi, datorită lor, antrenarea blocului se face la un moment dat numai de către o singură bielă, dar mereu de către alta. Acest sistem realizează o mişcare mult mai uniformă a blocului de cilindri decît aceea realizată de vechiul sistem cu ax cardanic şi elimină totodată limitarea turaţiei şi a puterii impuse de rezistenţa axului cardanic. Noul sistem de antrenare prin biele s-a dovedit a fi foarte robust şi rezistent la uzură. Pentru studiul cinematicii acestui mecanism se consideră proiecţia elementelor mecanismului pe un plan perpendicular pe axa de rotaţie a blocului de cilindri (fig. 9). Se consideră, de asemenea, că blocul de cilindri, în cursul unei rotaţii, este antrenat de o singură bielă. Ca poziţie iniţială (notată cu indicele zero) se consideră aceea la care R_s se proiectează în mărime naturală. Direcţia OB_0 este paralelă cu axa de rotaţie a blocului de cilindri. Biela, fiind mereu în contact cu mantaua pistonului (fig. 8), va fi înclinată cu unghiul maxim, proiecţia ei fiind constantă ca mărime şi egală cu p. În poziţia iniţială (fig. 5), blocul cilindrilor va rămîne în urmă faţă de axul pompei cu unghiul φ_0, unghi care se poate determina din triunghiul OD_0B_0 cu relaţia :

$$\varphi_0 = 2 \text{ arc sin } \frac{1}{2}\sqrt{\frac{p^2 (R_s - R_c)^2}{R_s R_c}}. \qquad (11)$$

În cazul antrenării celor două piese printr-un ax cardanic dublu, acest decalaj nu ar exista. La rotaţia axului pompei cu unghiul φ, centrul sferei bielei din axul pompei se deplasează pe o elipsă ajungînd din B_0 în punctul B, iar punctul D_0 se deplasează pe un cerc ajungînd în D. Rotaţia blocului de cilindri în acest caz se va face cu unghiul φ_2, iar poziţia punctului B va fi determinată prin unghiul φ_1, a cărui mărime se poate determina cu ajutorul relaţiei (5).

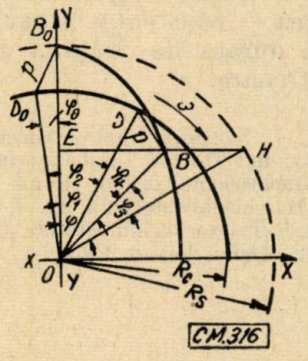


Fig. 9.

Se determină apoi unghiul $\varphi_3 = \varphi - \varphi_1$. Dreptele OD şi OB fac între ele unghiul φ_4, care poate fi determinat din triunghiul OBD, care are laturile : R_c, p şi $OB = R_s \frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_1}$. Procedînd în mod analog ca la determinarea unghiului φ_0, se obţine :

$$\varphi_4 = 2 \text{ arc sin } \frac{1}{2}\sqrt{\frac{p^2 - \left(R_s \frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_1} - R_c\right)^2}{R_s R_c \frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_1}}}. \qquad (12)$$

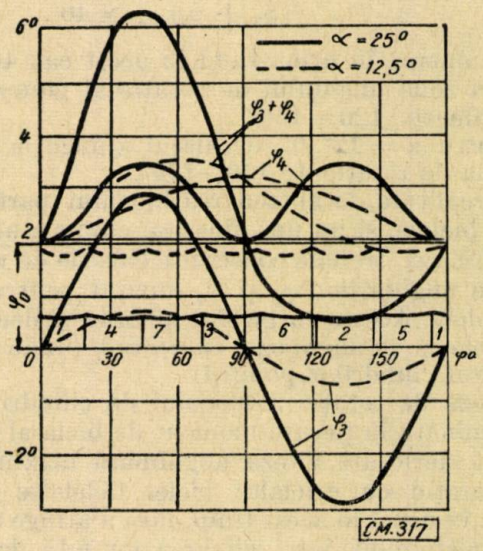


Fig. 10.

Calculînd pentru diferitele valori ale lui φ unghiurile φ_3 şi φ_4 la unghiuri α date, se poate aprecia neuniformitatea rotirii blocului de cilindri în cazul antrenării lui prin biele. În figura 10 s-a făcut acest lucru pentru o pompă „Hydromatik 14.25", considerînd blocul antrenat printr-o singură bielă. Curba de variaţie a unghiului φ_3, care exprimă poziţia proiecţiei suportului sferic al bielei în flanşa axului de antrenare, se apropie de o sinusoidă cu perioada π. În acest caz, în cadranele I şi III, $\varphi_3 > 0$, iar suportul sferic al bielei rămîne în urmă faţă de poziţia care este caracteristică pentru pompa cu rotirea sincronă a arborelui. În cadranele II şi IV, suportul sferic al bielei depăşeşte poziţia caracteristică antrenării sincrone.

Valorile maxime şi minime ale unghiului φ_4 care caracterizează poziţia blocului de cilindri în cazul acţionării cu o singură bielă sînt cele din tabela 1.

Tabela 1

Pentru $\alpha_1 = 25°$	$\varphi = 0°; 90°; \ldots$	$\varphi_{4\,min} = 2°$
şi perioada $\pi/2$	$\varphi = 45°; 135°; \ldots$	$\varphi_{4\,max} = 3°28'$
Pentru $\alpha = 12°30'$	$\varphi = 0°; 180°; \ldots$	$\varphi_{4\,min} = 2°$
şi perioada π	$\varphi = 90°; 270°; \ldots$	$\varphi_{4\,max} = 3°8'$

Unghiul φ_4 are întotdeauna un semn care arată că, pentru orice unghi α şi φ, blocul cilindrilor rămîne în urmă faţă de axul de antrenare. Aprecierea poziţiei blocului cilindrilor faţă de axul de antrenare se face după suma unghiurilor $\varphi_3 + \varphi_4$ (fig. 10).

Pentru $\alpha = 25°$ $(\varphi_3 + \varphi_4)_{max} = 6°3'$ şi

$$(\varphi_3 + \varphi_4)_{min} \cong 40'.$$

Rămînerea în urmă fiind în acest caz 40', se află în zona unghiului de rotaţie al pompei de aproximativ 120 — 150°.

Pentru $\alpha = 12°30'$, decalajul ajunge la 1°50' în zona de rotaţie de 150—175°.

În realitate, la antrenarea blocului participă toate bielele, şi nu una singură, cum s-a admis. În acest caz, trebuie construite curbele de variaţie ale unghiurilor φ_3 şi φ_4 separat pentru fiecare bielă. Aceste curbe sînt identice şi decalate între ele cu un unghi egal cu π/i rad. (unde i este numărul cilindrilor pompei).

Viteza de rotaţie a blocului de cilindri este determinată în fiecare moment de biela al cărei suport sferic are viteza unghiulară maximă în comparaţie cu celelalte biele. Celelalte biele rămîn în urmă în acest timp, fără a atinge mantaua pistonului, iar înclinarea lor faţă de axa cilindrilor va fi mai mică decît a bielei conducătoare. Fiecare bielă este conducătoare numai într-o zonă de acţionare, iar la o rotaţie completă a axului pompei, fiecare bielă participă de două ori la acţionare.

Neuniformitatea rotirii blocului de cilindri este reprezentată în figura 10 prin curba în formă de ferăstrău, vîrfurile curbei corespunzînd situaţiei cînd o bielă iese din acţiune şi intră în acţiune altă bielă, care, faţă de prima, are poziţia determinată de relaţia $\frac{\pi(i-1)}{i}$.

Rezultă că blocul de cilindri este antrenat la un moment dat de către o singură bielă, existînd o succesiune bine precizată a intrării în funcţiune a bielelor.

Ordinea de lucru a bielelor la o pompă cu şapte pistoane este : 1—4—7—3—6—2—5. La rotirea blocului de cilindri, zonele de acţionare nu-şi schimbă poziţia faţă de corpul pompei. Ele sînt diametral opuse şi deplasate faţă de originea de citire a rotirii arborelui cu un unghi de aproximativ 135° pentru $\alpha = 25°$. La reducerea unghiului α, deplasarea centrului zonei de acţionare se măreşte şi este de aproximativ 157°30' pentru $\alpha = 12°30'$. Bielele care funcţionează într-o zonă de acţionare se găsesc în cursa de refulare, iar celelalte, în cursa de aspiraţie. Condiţiile deplasării pistoanelor în cilindri sînt diferite la parcurgerea acestor zone de acţionare, lucru ce se datoreşte faptului că pistonul de la refulare iese puţin mai afară din orificiul cilindrului decît cel de la aspiraţie. „Denivelarea" pistonului este maximă în zona refulării.

Dacă unghiul de înclinare α al blocului de cilindri faţă de axul pompei se micşorează, rămînerea în urmă a blocului faţă de ax se măreşte. Pentru $\alpha = 0°$ (debit nul), unghiul de decalaj este maxim şi egal cu φ_0, determinat cu relaţia (11), fapt ce înseamnă că toate bielele sînt conducătoare (teoretic). Rămînerea în urmă a blocului de cilindri faţă de axul pompei în timpul variaţiei unghiului α, în scopul varierii debitului, are ca urmare o perturbare a fazelor de distribuţie. La pompa „Hydromatik 14.25", eroarea maximă a fazei distribuţiei este de 1°24'. Influenţa acestei erori asupra funcţionării pompei se determină pe cale experimentală.

Concluzii

Consideraţiile făcute şi relaţiile prezentate permit să se stabilească unele mărimi caracteristice principale ale agregatelor hidrostatice, cum sînt :

— raportul optim dintre raza de dispunere a cilindrilor în bloc şi raza de dispunere a orificiilor sferice în flanşa axului de antrenare ;

— înclinarea bielelor în orificiile pistoanelor în vederea obţinerii unei suprafeţe de contact cît mai mari, pentru reducerea presiunii specifice la transmiterea momentelor mari ;

— forţele laterale ce acţionează asupra peretelui cilindrului, forţe necesare la stabilirea grosimii şi lungimii mantalei pistonului ;

— robusteţea şi rezistenţa la uzură, mărimi ce determină durata de viaţă a acestui nou sistem de antrenare.

---

[1] *Gorodeţki, K. I.* Necotorîe voprosî cinematiki axialno porşnevîh nasosov. In : Tractorî i selhozmaşinî, mai 1963. [2] *Klaus, R.* Geräuschuntersuchungen an Radialkolbenmaschinen. In : Maschinenbautechnik, nr. 7, 10, 1961. [3] *Nan, I.* şi *Susan, R.* Transmisia hidrostatică. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, august 1961.

CZ 621.431.73: 621.824.37

Asupra determinării presiunilor specifice pe fusurile arborelui cotit la motoarele de automobile

Ing. D. ABĂITĂNCEI

Determinarea corectă a dimensiunilor fusurilor arborelui cotit la motoarele de automobile este impusă atît de evitarea încălzirii lagărului, cît şi de asigurarea imposibilităţii expulzării peliculei de ulei. Totodată este necesară şi stabilirea locului orificiului de debitare a uleiului.

Atît constructorul, cît şi inginerul din exploatare sînt puşi în faţa problemei : unde vor apărea uzurile cele mai pronunţate. Constructorul va căuta ca, atît prin caracteristicile materialului, cît şi prin procedeele constructive, să amelioreze uzura în locurile de maxim, iar inginerul din exploatare va căuta ca prin analiza eforturilor să explice şi să combată modul de uzură apărut.

În cadrul lucrării, pe baza metodelor de calcul al diagramei polare, existente pentru motoarele cu cilindri în linie, se precizează o metodică unitară care a fost extinsă şi pentru motoarele cu cilindri dispuşi în V.

Metodele de calcul al lagărelor motoarelor cu ardere internă utilizate curent sînt aproximative şi se deosebesc între ele principial prin modul de înlocuire a sarcinii variabile cu o sarcină de calcul medie.

Este necesar să se arate că eforturile care acţionează asupra lagărelor arborelui cotit se modifică pe întreg ciclul de 360° (pentru motoarele în doi timpi) sau 720° (pentru motoarele în patru timpi) ca mărime şi direcţie la un regim de viteză stabil. Totodată, o particularitate a funcţionării acestor lagăre este aceea că, o dată cu creşterea numărului de rotaţii ale arborelui cotit, se măreşte şi încărcarea medie a lagărelor, ca urmare a creşterii forţelor de inerţie.

Acest mod de variaţie a presiunii provoacă nemijlocit şi înrăutăţirea regimului termic de lucru al lagărelor.

În figura 1 sînt arătate curbele de variaţie a presiunii medii pe cuzinetul de bielă al unui motor Diesel în patru timpi, în funcţie de turaţia arborelui cotit la diferite sarcini. Curba 1 arată variaţia presiunii specifice medii numai datorită forţelor de inerţie [5].

Pe baza celor arătate, calculul lagărelor arborelui cotit trebuie să se facă pentru regimul puterii maxime, luîndu-se în considerare toate forţele care acţionează, adică cele datorite presiunii gazelor, forţelor de inerţie ale pieselor în mişcare de translaţie şi ale celor în mişcare de rotaţie.

O metodă utilizată frecvent în calculul lagărelor arborelui cotit este metoda diagramei polare, folosită pentru determinarea sarcinii maxime şi medii ce acţionează asupra lagărului. Această metodă ia în considerare toate forţele care acţionează asupra lagărului. Totodată, diagramele polare se folosesc şi pentru trasarea diagramelor de uzură a fusurilor.

Construcţia diagramelor polare se face în baza ipotezelor simplificatoare introduse la calculul arborelui cotit, şi anume :

— se izolează o porţiune a arborelui cotit cuprinsă între două lagăre ;

— porţiunea izolată se consideră ca o grindă simplu rezemată la cele două capete ;

— reazemele şi punctele de aplicare a forţelor trec prin planele medii ale lagărelor.

Pentru motoarele cu cilindrii în linie, construcţia diagramelor polare şi calculul presiunii specifice se vor desfăşura atît pentru fusul maneton, cît şi pentru fusul palier.

În mod obişnuit, asupra fusului maneton acţionează forţa Z, îndreptată de-a lungul braţului către centrul de rotaţie, forţa T tangenţială în sensul de rotaţie a arborelui cotit, şi forţa Z_ω datorită părţii bielei cu mişcare de rotaţie (fig. 2).

Mărimile forţelor Z şi T au fost calculate în prealabil în funcţie de forţa datorită presiunii

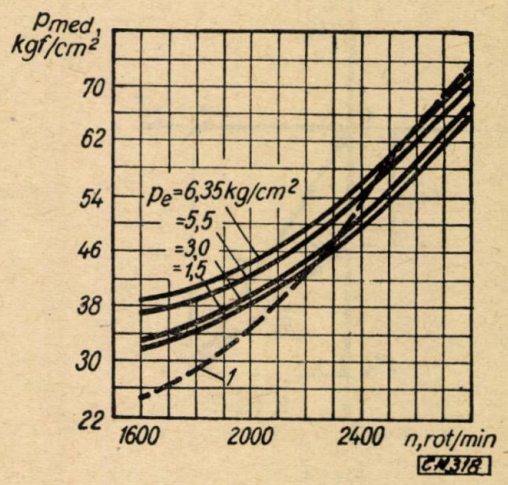


Fig. 1.

gazelor şi de forţa de inerţie a pieselor cu mişcare de translaţie, pentru diferite poziţii succesive ale arborelui cotit.

Se consideră un sistem de axe rectangulare $T-Z$, care se roteşte împreună cu arborele cotit şi se admite în mod convenţional ca pozitivă

pentru axa T direcția în sensul de rotație a arborelui cotit, iar pentru axa Z direcția de la fusul maneton către centrul arborelui (fig. 2).

Pentru construirea diagramei polare, într-un sistem de axe rectangulare $T-Z$, cu sensurile

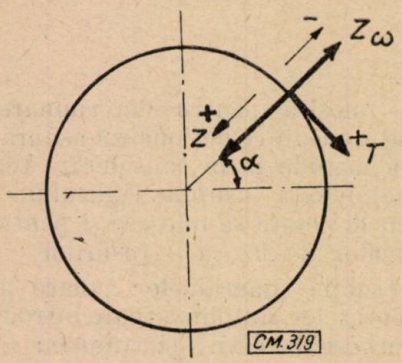


Fig. 2.

pozitive ca cele din figura 3, se așază, pentru un unghi α oarecare, vectorii ce reprezintă forțele Z_α și T_α, luînd în considerare semnul respectiv. Prin compunerea acestora se obține vectorul S_α.

Forța de inerție Z_ω este constantă și aceeași pentru orice unghi de rotație α și dirijată de la centrul arborelui către axul manetonului, adică în diagrama din figura 2 se va așeza pe axa Z de la centrul diagramei în sensul negativ.

În acest fel, forța rezultantă totală va fi :

$$\overline{P}_\alpha = \overline{S}_\alpha + (-\overline{Z}_\omega).$$

Nu este necesar să se efectueze această construcție pentru fiecare unghi de rotație a cotului. Este mult mai simplu ca pe diagrama forțelor

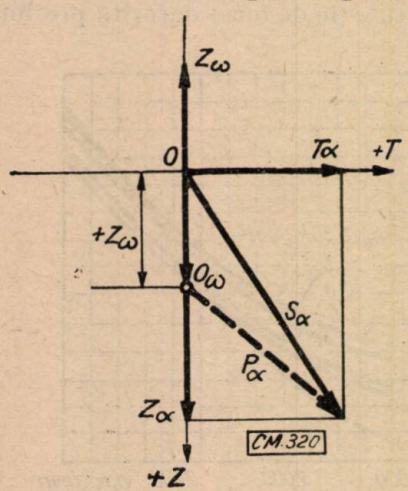


Fig. 3.

S_α să se mute originea coordonatelor cu valoarea Z_ω, astfel încît ecuația menționată să se poată scrie :

$$\overline{P}_\alpha = \overline{S}_\alpha - (+\overline{Z}_\omega). \qquad (1)$$

Atunci se poate folosi construcția indicată în figura 3, obținîndu-se noul pol al diagramei O_ω. Distanța de la acest pol la capătul vectorului S_α determină valoarea forței rezultante ce acționează asupra manetonului P_α pentru un unghi α oarecare [4].

Construind vectorii S_α pentru toate valorile α, se obține o serie de puncte care, unite printr-o linie continuă, dau diagrama polară a forțelor care acționează pe fusul maneton (fig. 4, a).

Se construiește diagrama desfășurată $P=f(\alpha)$ (fig. 4, b) și se calculează presiunea medie și maximă pe maneton :

$$p_{med} = \frac{P_{med}}{l_m \cdot d_m}; \quad p_{max} = \frac{P_{max}}{l_m \cdot \alpha_m}, \qquad (2)$$

în care :

$$P_{med} = \frac{\sum_1^m P_x}{m};$$

P_x este valoarea ordonatei fiecărei diviziuni de unghi ;

m — numărul de diviziuni ale curbei $P = f(\alpha)$;

d_m, l_m — diametrul și lungimea manetonului ;

P_{max} — valoarea ordonatei maxime a curbei $P = f(\alpha)$.

Diagramele vectoriale se construiesc pentru toate fusurile paliere, care au unghiuri diferite ale manetoanelor.

În cazul general al manetoanelor sub unghiul ψ (fig. 5) se procedează astfel : se dirijează axul Z după unul dintre brațe (de exemplu i) și axul T perpendicular pe axul Z. Ca și în cazul fusului maneton, axele Z și T se rotesc împreună, menținîndu-se regula semnelor.

Pentru construcția simetrică a arborelui, deoarece fiecare cot se sprijină pe două reazeme,

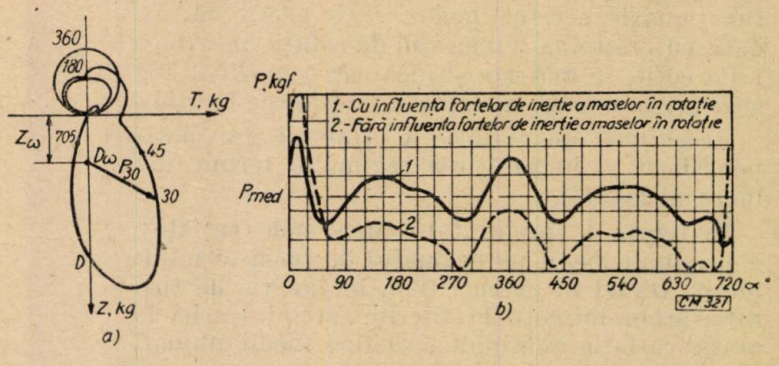


Fig. 4.

fiecare dintre fusurile paliere va fi încărcat cu forțele $\frac{Z}{2}$ și $\frac{T}{2}$. Pentru cazul cînd fusurile au depărtare diferită sau poziție nesimetrică, forțele se calculează cu reacțiuni repartizate pe paliere proporțional cu depărtarea la axul palierelor [1].

Ținînd seamă că, în afara fusurilor de la capete toate celelalte fusuri sînt încărcate de forțele de la doi cilindri vecini, de exemplu cilindrul i și cilindrul $i+1$, este necesar să se deter-

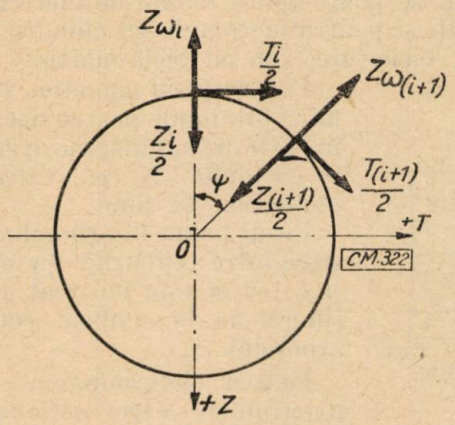


Fig. 5.

mine rezultanta tuturor forțelor care acționează pe acest fus.

Schema forțelor care acționează asupra palierului dintre cilindrul i și cilindrul $i+1$ poate fi urmărită în figura 5.

Rezultantele tuturor forțelor pe fus se obțin prin proiecția lor pe axele Z și T care se determină attfel:

$$Z_{[i\div(i+1)]} = \frac{Z_i}{2} + \frac{Z_{(i+1)}}{2}\cos\psi + \frac{T_{(i+1)}}{2}\sin\psi \qquad (3)$$

$$T_{[i\div(i+1)]} = \frac{T_i}{2} - \frac{Z_{(i+1)}}{2}\sin\psi + \frac{T_{(i+1)}}{2}\cos\psi.$$

Pentru construirea diagramei vectoriale sînt necesare proiecțiile $Z_{[i\div(i+1)]}$ și $T_{[i\div(i+1)]}$ pentru toate unghiurile de rotație a cotului.

Determinarea proiecțiilor se calculează tabelar pentru toate pozițiile succesive ale arborelui cotit în timpul unui ciclu (tabela 1).

Cunoscînd proiecțiile $Z_{[i\div(i+1)]}$ și $T_{[i\div(i+1)]}$ se obțin o serie de puncte M_α corespunzătoare fiecărui unghi α (fig. 6), care, unite printr-o linie continuă, dau diagrama polară a forțelor care acționează asupra fusului maneton (fig. 7, a).

Diagrama ține seamă de forțele de inerție ale maselor cu mișcare de translație, pentru că acestea intră în expresiile forțelor Z și T.

Forțele de inerție provocate de masa bielei cu mișcare de rotație și partea neechilibrată a cotului arborelui nu sînt luate deocamdată în considerare în calcul, cu toate că și ele acționează asupra lagărelor.

La construcția simetrică a arborelui, în forțele de inerție neluate în considerare care acționează asupra unui palier intră:

— jumătate din forțele de inerție ale părții rotative a masei bielei;

— jumătate din forța de inerție a masei fusului maneton;

— forța de inerție (totală) a masei neechilibrate a unui braț.

Se notează aceste sume pentru cotul i și $i+1$ prin S_i și $S_{(i+1)}$. În general, $S_i = S_{(i+1)} = S$.

Forțele de inerție ale maselor rotitoare se iau în considerare, analog ca pentru fusul mane-

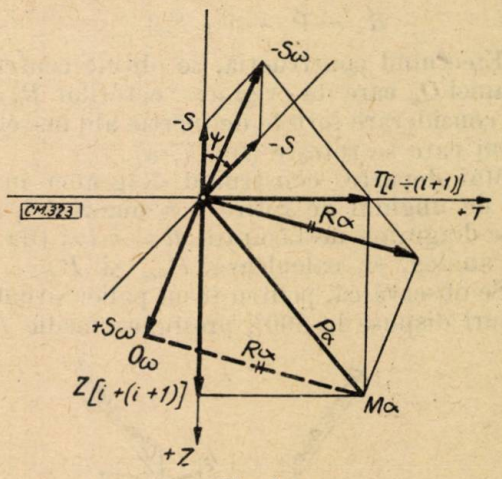


Fig. 6.

ton, pe calea mutării centrului diagramei pe linia de acțiune a sumei forțelor S_i și $S_{(i+1)}$.

$$\bar{S}_\omega = \bar{S}_i + \bar{S}_{(i+1)}$$

Tabela 1

α	$\frac{Z_i}{2}$	$\frac{Z_{(i+1)}}{2}\cos\psi$	$\frac{T_{(i+1)}}{2}\sin\psi$	$Z_{[i\div(i+1)]}$	$\frac{T_i}{2}$	$\frac{Z_{(i+1)}}{2}\sin\psi$	$\frac{T_{(i+1)}}{2}\cos\psi$	$T_{[i\div(i+1)]}$
0°								
15°								
30°								
|								
720°								

sau

$$\vec{S}_\omega = \vec{S} + \vec{S},$$

însă în direcție contrară, conform ecuațiilor următoare (fig. 6).

Pentru un unghi oarecare α :

$$\overline{P}_\alpha = Z_{[i \div (i+1)]} + T_{[i \div (i+1)]}$$

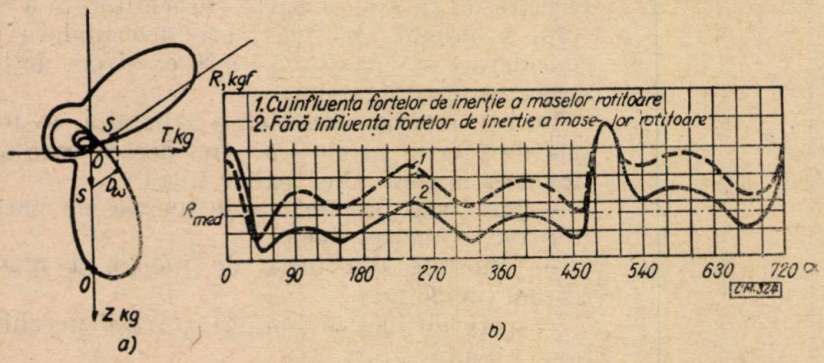


Fig. 7.

și

$$\overline{R}_\alpha = \overline{P}_\alpha + (-\overline{S}_\omega)$$

sau

$$\overline{R}_\alpha = \overline{P}_\alpha - (+\overline{S}_\omega). \qquad (4)$$

Efectuînd construcția, se obține centrul diagramei O_ω care dă originea vectorilor R_α, luînd în considerare forțele de inerție ale maselor cotului care se rotește (fig. 7, a).

Mai departe, construind diagrama în funcție de unghiul de rotire α a manivelei, se obține diagrama desfășurată $R = f(\alpha)$ (fig. 7, b) și, analog, se calculează P_{med} și P_{max}.

Se observă că, pentru fusul palier situat între coturi dispuse la 360°, presiunea medie P_{med} se

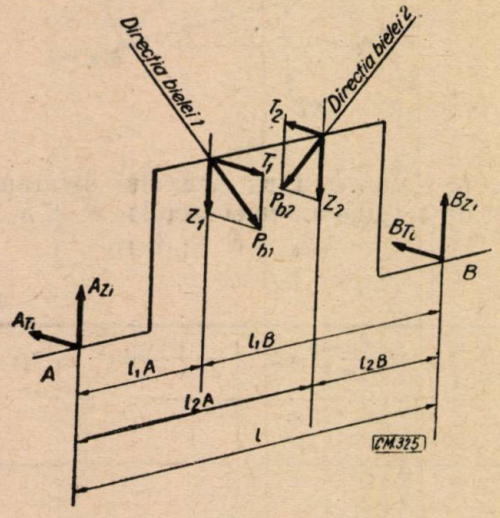


Fig. 8.

dovedește mult prea mare; în acest caz, descărcarea poate fi realizată cu contragreutăți.

Forța de inerție a contragreutăților fiind dirijată în sens contrar forței de inerție S_ω, va schimba centrul diagramei din O_ω către O.

Pentru motoarele cu cilindrii dispuși în V, metoda a fost extinsă pentru motoarele cu biele alăturate, considerînd că acesta este cazul care prezintă unele particularități mai deosebite. Similar, se poate aplica modul de lucru fără dificultăți și pentru motoarele cu cilindrii în V avînd biele-furcă sau cu bielă-mamă și bieletă.

Pentru fusul maneton se determină presiunile pentru fiecare bielă în parte. Diagrama nu se deosebește cu nimic de cea calculată la motoarele în linie.

Fusul palier al arborelui se găsește între grupurile de cilindri i și $i + 1$ și este încărcat cu reacțiunile de la ambele coturi ale arborelui.

Pentru determinarea mărimii reacțiunilor care acționează pe fusul palier se analizează condițiile de încărcare a părții arborelui cotit corespunzătoare grupului de doi cilindri i. Pe fusul maneton, asupra arborelui acționează forțele Z_1 și T_1 din cilindrul 1 și Z_2 și T_2 din cilindrul 2.

Forțele din cilindrul 2 vor fi identice cu forțele din cilindrul 1 pentru același unghi de rotație a arborelui cotit, însă decalate în urmă, conform ordinii de aprindere (nu se iau deocamdată în considerare forțele de inerție ale maselor în mișcare de rotație). În acest caz, mărimile reacțiunilor se determină din figura 8 cu relațiile simple de moment static. Se obțin astfel reacțiunile A_{Z_i}, B_{Z_i} și A_{T_i}, B_{T_i} avînd valorile :

$$A_{Z_i} = A_{Z_1} + A_{Z_2} \text{ și } A_{T_i} = A_{T_1} + A_{T_2}$$

$$B_{Z_i} = B_{Z_1} + B_{Z_2} \text{ și } B_{T_i} = B_{T_1} + B_{T_2}. \qquad (5)$$

În mod analog, pentru cotul următor se obțin, pentru grupul de doi cilindri $i + 1$, reacțiunile $A_{Z(i+1)}$, $B_{Z(i+1)}$ și $A_{T(i+1)}$, $B_{T(i+1)}$.

Se reduce astfel problema la motorul cu cilindrii în linie cu unghiul ψ între coturi. Spre exemplu, fusul A va fi încărcat de reacțiunile B_{T_i}, B_{Z_i}, $A_{T(i+1)}$, $A_{Z(i+1)}$.

Rezultantele tuturor forțelor pe fus se obțin prin proiecția lor pe axele Z și T (fig. 9) :

$$Z_{[i \div (i+1)]} = B_{Z_i} + A_{Z(i+1)} \cos \psi + A_{T(i+1)} \sin \psi$$

$$T_{[i \div (i+1)]} = B_{T_i} - A_{Z(i+1)} \sin \psi + A_{T(i+1)} \cos \psi. \qquad (6)$$

Pentru diagrama vectorială sînt necesare proiecțiile pentru toate unghiurile; aceasta se determină tabelar.

Într-un sistem de coordonate asemănător cu cel din figura 6 se așază mărimile forțelor $Z_{[i \div (i+1)]}$ și $T_{[i \div (i+1)]}$, determinîndu-se vectorul

rezultant P_α fără a lua în considerare forțele de inerție a pieselor cu mișcare de rotație.

Prin unirea vîrfurilor tuturor vectorilor P_α printr-o linie continuă se obține diagrama polară a forțelor care acționează pe palier, fiind luate în considerare doar forțele de inerție a pieselor cu mișcare de translație.

Acestea au fost introduse în expresiile rezultantelor $Z_{[i \div (i+1)]}$ și $T_{[i \div (i+1)]}$.

Forțele de inerție a pieselor cu mișcare de rotație se iau în considerare pe calea mutării centrului diagramei pe linia de acțiune a sumei forțelor de inerție S_i și $S_{(i+1)}$, însă în direcție contrară (analog ca pentru palierul motoarelor cu cilindrii în linie).

În forțele de inerție, neluate în considerare, care acționează asupra unui palier intră:

— forțele de inerție a părții rotative a unei biele (se observă ușor din schemă că reacțiunile date de forțele de inerție a masei bielei de la cilindrul *1* și de la cilindrul *2* sînt egale cu forța de inerție dată de masa rotitoare a unei biele);

— jumătate din forța de inerție a masei fusului maneton;

— forța de inerție (totală) a masei neechilibrate a unui braț.

Efectuînd construcția, se obține centrul diagramei O_ω care dă originea vectorilor R_α.

Se construiește diagrama $R = f(\alpha)$ și se calculează, analog ca în cazul motoarelor cu cilindrii în linie, p_{med} și p_{max}.

Deci în cazul motoarelor cu cilindri în V se calculează pentru un cilindru forțele Z și T, apoi din ordinea de aprindere se găsesc forțele

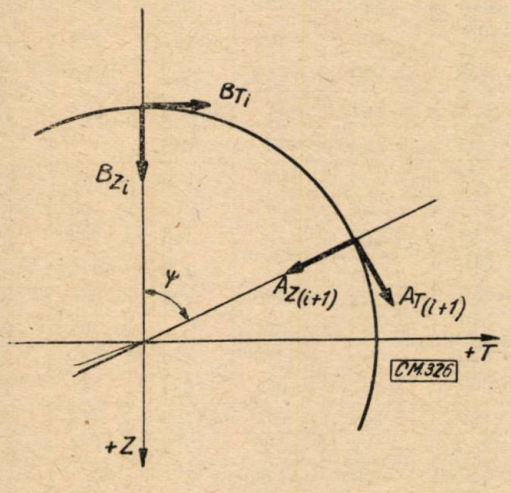


Fig. 9.

Z și T pentru cilindrul pereche, care acționează simultan cu primele. Se calculează reacțiunile provocate de fiecare cilindru în parte și se însumează după aceeași direcție.

Problema se reduce astfel la un motor cu cilindrii în linie, a cărei rezolvare se tratează ținîndu-se seamă de unghiul de decalaj dintre coturi.

Analiza numerică cuprinde calculul presiunilor pe fusul palier al unui motor cu carbura-

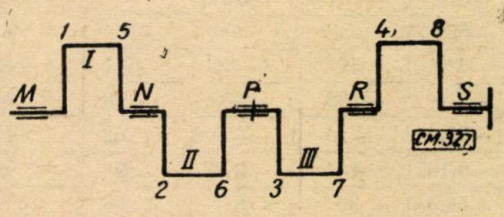


Fig. 10.

tor cu opt cilindri în V — 90°, avînd următoarele caracteristici: puterea maximă $N_m = 160$ CP; turația la puterea maximă $n_m = 4\,400$ rot/min; alezaj/cursă $D/S = 90/82$ mm; raport de compresiune $\varepsilon = 7{,}5$; ordinea de aprindere 1—8—3—6—4—5—2—7—1.

Schema arborelui cotit este cea din figura 10.

Calculul se va desfășura pentru palierul N cuprins între cotul I pe care acționează forțele din cilindrii 1—5, și cotul II pe care acționează forțele din cilindrii 2—6.

Cele două coturi sînt decalate cu un unghi $\psi = 180°$. Decalajul dintre aprinderi $\gamma = \frac{720}{8} = 90°$.

S-a calculat pentru cilindrul 1, după formulele cunoscute, forța Z_1 (tabela 2, coloana 2) și forța T_1 (coloana 5). S-au scris respectînd ordinea de aprindere și valorile forțelor Z_5 (coloana 3) și T_5 (coloana 6), care acționează în cilindrul 5.

Forțele din cilindrul 5 vor fi identice cu cele din cilindrul 1, însă decalate față de acesta din urmă, funcție de ordinea de aprindere, cu un unghi $\varphi_5 = 5 \times 90 = 450°$, adică pentru $\alpha = 0$, forța din cilindrul 5 va fi egală cu aceea din cilindrul 1 de la valoarea $720 - 450 = 270°$.

Conform schemei din figura 8 se calculează reacțiunile B, după cum urmează:

$$B_{Z_1} = Z_1 \frac{l_{1A}}{l} \qquad B_{T_1} = T_1 \frac{l_{1A}}{l}$$

$$B_{Z_5} = Z_5 \frac{l_{2A}}{l} \qquad B_{T_5} = T_5 \frac{l_{2A}}{l}$$

$$B_{Z_I} = B_{Z_1} + B_{Z_5} \quad B_{T_I} = B_{T_1} + B_{T_5}.$$

Se calculează reacțiunile în palierul N datorite forțelor din cilindrii 2 și 6. Forțele din cilindrii 2 și 6 vor fi identice cu cele din cilindrul 1, însă decalate în urmă față de acesta, funcție de ordinea de aprindere, cu

Tabela 2

$\alpha°$	Grupul de cilindri 1–5 cotul I						Grupul de cilindri 2–6 cotul II					
	Z_1	Z_5	B_{Z_I}	T_1	T_5	B_{T_I}	Z_2	Z_6	$A_{Z_{II}}$	T_2	T_6	$A_{T_{II}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	—972	—73	—375	0	—267	103	—564	—166	—45	0	610	—108
15	—825	—0,47	—400	—300	99	105	—554	—345	787	—108	604	363
30	—620	—43	—444	—477	141	68	—524	—518	526	—216	554	574
45	—316	—152	—460	—463	223	—5	—460	—650	65	—313	444	550
60	—85,4	—226	—430	—282	174	—78	—351	—728	—224	—374	301	508
75	—0,107	—154	—373	—22	52	—115	—202	—740	—432	—361	145	342
90	—56,5	—30	—312	206	0	—118	—73	—693	—569	—267	0	305
105	—188	1 575	—277	330	540	39	—0,47	—613	—610	99	—120	152
120	—340	1 135	—303	362	875	28	—43	—548	—569	141	—226	38
135	—453	440	—385	308	645	71	—152	—466	—483	223	—317	—10
150	—520	164	—481	215	544	49	—226	—349	—407	174	—372	9
165	—554	1,83	—534	108	387	—32	—154	—193	—370	52	—338	61
180	—564	—166	—522	0	610	—134	—30	—59,2	—375	0	—216	103
195	—554	—345	—437	—108	604	—100	1 575	—0,88	—400	540	186	105
210	—524	—518	—331	—216	554	—168	1 135	—82,5	—444	875	273	68
225	—460	—650	—234	—313	444	—120	440	—310	—460	645	455	—5
240	—351	—728	—156	—374	301	—104	164	—612	—434	544	472	—78
255	—202	—740	—77	—361	145	15	1,83	—886	—373	387	297	—115
270	—73	—693	—43	—267	0	103	—166	—972	—312	610	0	—108
285	—0,47	—613	693	99	—120	435	—345	—825	—277	604	—300	39
300	—43	—548	397	141	—226	619	—518	—620	—303	554	—477	28
315	—152	—466	—7	223	—317	476	—650	—316	—385	444	—463	71
330	—226	—349	—178	174	—372	379	—728	—85,4	—481	301	—282	49
345	—154	—193	—276	52	—338	248	—740	—0,107	—534	145	—22	—32
360	—30	—59,2	—365	0	—216	305	—693	—56,5	—522	0	206	—134
375	1 575	—0,88	—449	540	186	247	—613	—188	—437	—120	330	—100
390	1 135	—82,5	—521	875	273	169	—548	—340	—331	—226	362	—168
405	440	—310	—555	645	455	65	—466	—453	—234	—317	308	—120
420	164	—612	—539	544	472	—36	—349	—520	—156	—372	215	—54
435	1,83	—886	—471	387	297	—108	—193	—554	—77	—338	108	15
450	—166	—972	—383	610	0	—134	—59,2	—564	—43	—216	0	103
465	—345	—825	—307	604	—300	—10	—0,88	—554	693	186	—108	435
480	—518	—620	—295	554	—477	—42	—82,5	—524	397	273	—216	619
495	—650	—316	—309	444	—463	—47	—310	—460	—7	455	—313	476
510	—728	—85,4	—287	301	—282	—99	—612	—351	—178	472	—374	379
525	—740	—0,107	—173	145	—22	—142	—886	—202	—276	297	—361	248
540	—693	—56,5	—45	0	206	—108	—972	—73	—365	0	—267	305
555	—613	—188	787	—120	330	363	—825	—0,47	—449	—300	99	247
570	—548	—340	526	—226	362	574	—620	—43	—521	—477	141	169
585	—466	—453	65	—317	308	550	—316	—152	—555	—463	223	65
600	—349	—520	—224	—372	215	508	—85,4	—226	—539	—282	174	—36
615	—193	—554	—432	—338	108	542	—0,107	—154	—471	—22	52	—108
630	—59,2	—564	—569	—216	0	305	—56,5	—30	—383	206	0	—134
645	—0,88	—554	—610	186	—108	152	—188	1 575	—307	330	540	—10
660	—82,5	—524	—569	273	—216	38	—340	1 135	—295	362	875	—42
675	—310	—460	—483	455	—313	—10	—453	440	—309	308	645	—47
690	—612	—351	—407	472	—374	9	—520	164	—287	215	544	—999
705	—886	—202	—370	297	—361	61	—554	1,83	—173	108	387	—142
720	—972	—73	—375	0	—267	103	—564	—166	—45	0	610	—108

$\varphi_2 = 6 \times 90 = 540°$, respectiv $\varphi_6 = 3 \times 90 = 270°$, adică pentru $\alpha = 0$ forța din cilindrul 2 va fi cea din cilindrul 1 de la valoarea $720 - 540 = 180°$, iar pentru cilindrul 6 va fi forța din cilindrul 1 de la valoarea $720 - 270 = 450°$.

Aceste valori sînt trecute în tabela 2, coloanele 8, 9 și 11, 12.

Se calculează pentru palierul N reacțiunile A după cum urmează:

$$A_{Z_2} = Z_2 \frac{l_{1B}}{l} \qquad A_{T_2} = T_2 \frac{l_{1B}}{l}$$

$$A_{Z_6} = Z_6 \frac{l_{2B}}{l} \qquad A_{T_6} = T_6 \frac{l_{2B}}{l}$$

$$A_{Z_{II}} = A_{Z_2} + A_{Z_6} \quad A_{T_{II}} = A_{T_2} + A_{T_6}.$$

Valorile reacțiunilor $A_{Z_{II}}$ și $A_{T_{II}}$ sînt trecute în coloanele 10 și 13 (tabela 2).

Cunoscînd reacțiunile B_{Z_I} și B_{T_I}, cît și $A_{Z_{II}}$ și $A_{T_{II}}$, se calculează rezultantele $Z_{[I \div II]}$ și $T_{[I \div II]}$, conform figurii 9 și formulelor (6). Ținînd seamă de faptul că unghiul de decalaj dintre coturi $\psi = 180°$, pentru care $\cos 180° = -1$ și $\sin 180° = 0$, formulele se reduc avînd forma:

$$Z_{[I \div II]} = B_{Z_I} + A_{Z_{II}} \cos 180°.$$

$$Z_{[I \div II]} = B_{T_I} + A_{T_{II}} \cos 180°.$$

Calculul este prezentat în tabela 3.

Cunoscînd aceste mărimi, așezîndu-le în sistemul de axe $T-Z$, la valoarea lor la scară, se obțin vectorii P_α corespunzători unghiurilor de rotație a arborelui cotit. Prin unirea capetelor acestor vectori se obține diagrama polară reprezentată în figura 11.

Avînd în vedere faptul că cele două coturi sînt dispuse la 180°, influența forțelor de inerție a maselor în mișcare de rotație se anulează reciproc, astfel încît polul diagramei se va găsi în originea coordonatelor.

S-a construit în continuare diagrama desfășurată $R = f(\alpha)$ și s-a calculat:

$$R_m = \frac{\sum_1^m R_x}{m} = \frac{\sum_1^m R_x}{48} = \frac{34\,320}{48} = 715 \text{ kgf},$$

din diagramă:

$$R_{max} = 1\,240 \text{ kgf}.$$

Tabela 3

α	B_{Z_I}	$A_{Z_{II}} \cos 180°$	$Z_{[I \div II]}$	B_{T_I}	$A_{T_{II}} \cos 180°$	$T_{[I \div II]}$	R
1	2	3	4	5	6	7	8
0	—375	45	— 330	103	108	211	400
15	—400	—787	—1 187	105	—363	—258	1251
30	—444	—526	— 970	68	—574	—506	1 100
45	—460	— 65	— 525	— 5	—550	—555	850
60	—430	224	— 206	— 78	—508	—586	600
75	—393	432	59	—115	—342	—457	460
90	—312	569	257	—118	—305	—413	490
105	—277	610	333	39	—152	—113	380
120	—303	569	266	28	— 38	— 10	250
135	—385	483	98	71	10	81	130
150	—481	407	— 74	49	— 9	40	90
165	—534	370	— 164	— 32	— 61	— 93	160
180	—522	375	— 147	—134	—103	—237	280
195	—437	400	— 37	—100	—105	—205	220
210	—331	444	113	—168	— 68	—236	260
225	—234	460	226	—120	5	—115	250
240	—156	434	278	—104	78	26	260
255	— 77	373	296	15	115	130	300
270	— 43	312	269	103	108	211	360
285	693	277	970	435	— 39	396	1 050
300	397	303	700	619	— 28	591	930
315	— 7	385	378	476	— 71	405	550
330	—178	481	303	379	— 49	330	450
345	—276	534	258	248	32	280	380
360	—365	522	157	305	134	439	460
375	—449	437	— 12	247	100	347	480
390	—521	331	— 190	169	168	337	490
405	—555	234	— 321	65	120	185	470
420	—539	156	— 383	— 36	54	18	480
435	—471	77	— 394	—108	— 15	123	510
450	—383	43	— 340	—134	—103	—237	550
465	—307	—693	—1 000	— 10	—435	—445	1 090
480	—295	—397	— 692	— 42	—619	—661	980
495	—309	7	— 302	— 47	—476	—523	700
510	—287	178	— 109	— 99	—379	—478	480
525	—173	276	103	—142	—248	—390	400
540	— 45	365	320	—108	—305	—413	550
555	787	449	1 236	363	—247	116	1 240
570	526	521	1 047	574	—169	405	1 140
585	65	555	620	550	— 65	485	850
600	—224	539	315	508	36	544	600
615	—432	471	39	542	108	450	450
630	—569	383	— 186	305	134	439	470
645	—610	307	— 303	152	10	162	350
660	—569	295	— 274	38	42	80	290
675	—483	309	— 174	— 10	47	37	190
690	—407	287	— 120	9	99	108	160
705	—370	173	— 197	61	142	203	280
720	—375	45	— 330	103	108	211	400

Dimensiunile arborelui cotit care interesează sînt : lungimea fusului palier $l_p = 28$ mm ; diametrul fusului palier $d_p = 60$ mm.

Rezultă că valorile obținute sînt comparabile cu presiunile specifice admise asupra fusurilor paliere ale arborelui cotit.

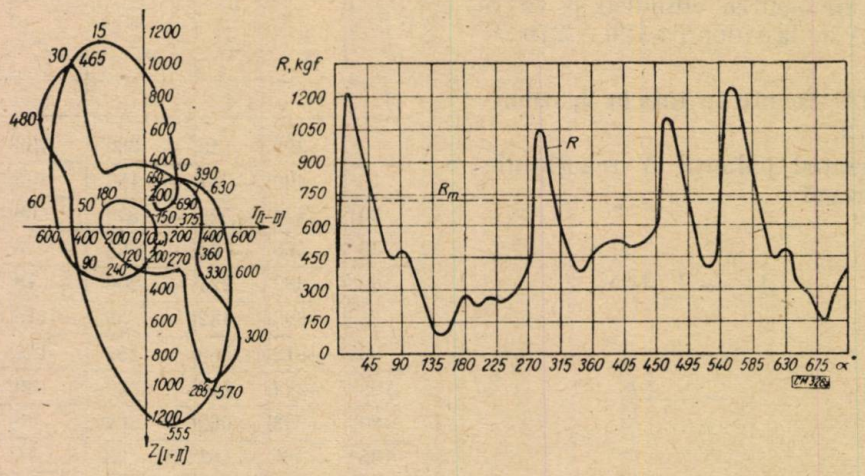


Fig. 11.

Cu aceste valori cunoscute s-au determinat :

$$p_{med} = \frac{R_m}{l_p \cdot d_p} = \frac{715}{2{,}8 \cdot 6} = 43 \text{ kgf/cm}^2$$

$$p_{max} = \frac{R_{max}}{l_p \cdot d_p} = \frac{1\,240}{2{,}8 \cdot 6} = 76 \text{ kgf/cm}^2.$$

[1] *Orlin, A. S.* și colectiv. Motoare cu ardere internă. Moscova, Mașghiz, 1962. [2] *Mărdărescu, R.* Motoare de automobile și tractoare. Brașov, Litografia învățămîntului, 1959. [3] *Boltinski, V. N.* Motoare de tractoare și automobile (traducere din limba rusă). București, Editura tehnică, 1955. [4] *Tanator, D. V.* Construcția și calculul motoarelor Diesel, 1956. [5] *Vihert, M. M.* și colectiv. Construcția și calculul motoarelor de automobile și tractoare. Moscova, Mașghiz, 1957.

CZ 621.951.3.013.3

Asupra unei metode pentru controlul variației unghiurilor de așezare și de degajare la burghiele elicoidale

Ing. Șt. ENACHE, candidat în științe tehnice și ing. A. OPREAN

După cum se știe, găurirea este una dintre cele mai răspîndite operații în cadrul construcțiilor de mașini. Se poate afirma chiar că aproape nu există construcție, organ de mașină, ansamblu sau subansamblu, oricît de simplu, care să nu necesite operația de găurire. Ca urmare a acestui fapt, numărul de burghie utilizate actualmente în uzinele noastre prelucrătoare este foarte mare, fiind de ordinul milioanelor ; se știe, de asemenea, că burghiele se confecționează din oțeluri speciale de scule, care sînt materiale costisitoare.

Cu toată importanța tehnico-economică pe care o prezintă, problema confecționării și exploatării raționale a burghielor este mult subestimată, fapt care duce la mari pierderi materiale și de timp. Acest lucru este dovedit prin aceea că consumul anual de burghie este foarte ridicat, multe burghie fiind scoase din lucru, fie printr-o uzură excesivă a tăișurilor, fie prin ruperea burghielor. Acest fapt se datorește, în majoritatea cazurilor, unei construcții necorespunzătoare a burghielor și, mai ales, lipsei asigurării unei geometrii corespunzătoare a tăișului burghiului.

Deși este cunoscut faptul [1, 2, 3] că parametrii geometrici de bază ai burghiului (α și γ) trebuie să varieze după anumite legi bine stabilite, astfel încît așchierea să decurgă în condiții optime, totuși acest fapt este neglijat încă de la confecționarea burghielor. Un exemplu concludent în această direcție îl constituie Fabrica de scule din Rîșnov, care execută ascuțirea manuală a acestora, fără a efectua controlul ascuțirii, adică fără a controla dacă parametrii geometrici (α și γ) ai burghiului au fost obținuți în limitele prescrise și, mai ales, dacă s-a obținut o variație corespunzătoare a acestora în lungul tăișului. Se înțelege că acest fapt se extinde și la alte uzine, nu numai în ceea ce privește ascuțirea, dar și reascuțirea burghielor.

Faptul că în uzine nu se execută controlul ascuțirii se datorește lipsei, la noi în țară, a unui aparat sau dispozitiv cu ajutorul căruia să se poată efectua controlul respectiv.

Iată de ce, în lumina celor arătate, în acest studiu se propun elaborarea unei metode practice și construirea unui dispozitiv care să permită, în condițiile obișnuite de uzină, controlul geometriei burghielor elicoidale.

Conform STAS 571—49 și GOST 2894 — 45, definițiile și valorile unghiurilor constructive de degajare și de așezare a burghielor elicoidale sînt următoarele :

Unghiul de degajare (γ) este format între tangenta la suprafața de degajare într-un punct A de pe tăiș (fig. 1*a*) și dreapta AD, normală în acel punct la suprafața de rotație a tăișului, respectiv în jurul axei burghiului.

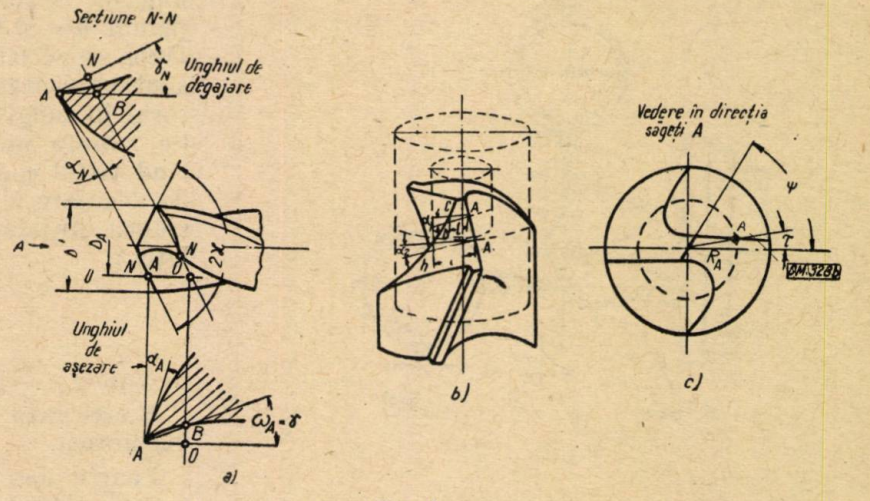


Fig. 1.

Pentru determinări uzuale ale unghiului de degajare se poate folosi următoarea formulă simplificată, stabilită pe baza figurii 1, a :

$$\operatorname{tg} \gamma_A = \frac{D_A \cdot \operatorname{tg} \omega}{D \sin \varkappa}, \qquad (1)$$

în care :

ω este unghiul de înclinare a canalului elicoidal ;
$\varkappa$ — unghiul la vîrf al burghiului ;
D_A — diametrul cercului pe care se află punctul considerat ;
D — diametrul burghiului.

Pentru determinări mai precise se poate considera formula următoare în care se consideră poziția punctului de pe tăiș prin unghiul τ și raza R_A arătate în figura 1, c [1] :

$$\operatorname{tg} \gamma_A = \frac{D_A \operatorname{tg} \omega \cos \tau}{D \left(\sin \varkappa - \frac{D_A}{D} \operatorname{tg} \omega \cos \varkappa \cos \tau \right)}. \qquad (2)$$

Din relațiile arătate se constată că valorile maxime ale unghiului de degajare se găsesc la periferia burghiului ($\gamma^\circ = 18^\circ - 33^\circ$) unde în planul 0—0, paralel cu axa burghiului este egal cu unghiul de înclinare al canalului elicoidal (ω_A) ; în regiunea tăișului transversal, unghiul de degajare tinde spre zero sau capătă chiar valori negative [1]. Unghiul de degajare se măsoară în planul $N - N$ (fig. 1, a) [3].

Unghiul de așezare (α) este cuprins între tangenta la fața de așezare, într-un punct A sau A_1 de pe tăiș (fig. 1, *b*) și tangenta în același punct la cercul descris de acesta în jurul axei burghiului. Acest unghi se consideră în planul $0 - 0$ (fig. 1, a), care este și planul de măsurare ; planul $0 - 0$ trece prin punctul considerat de pe tăiș și este tangent la suprafața cilindrică a cărei axă coincide cu axa burghiului (fig. 1, *b* — cilindrul cu linie întreruptă cu care s-a făcut secționarea tăișului burghiului are aceeași axă cu axa burghiului).

În punctele periferice ale burghiului, unghiul de așezare are valori cuprinse între 6 și 8°, mărindu-se către partea centrală a burghiului pînă la 25—35° [1].

Unghiul de așezare în secțiunea normală $N - N$ (fig. 1, *a*) se determină cu ajutorul relației :

$$\operatorname{tg} \alpha_N = \operatorname{tg} \alpha \sin \varkappa.$$

Pentru măsurarea unghiurilor burghiului se pot imagina două metode și anume : 1) metoda mecanică și 2) metoda optică. În lucrarea de față se va arăta metoda mecanică ; metoda optică va face obiectul unui studiu viitor.

Metoda mecanică elaborată de autori este realizabilă în două variante diferite în ceea ce privește atît modul de măsurare, cît și dispozitivele de măsurare.

Varianta I

În cazul acestei variante s-a folosit o instalație care are la bază schema din figura 2. Pentru măsurarea unghiului de așezare se procedează în modul următor : se fixează burghiul într-un cap divizor, astfel încît unul dintre tăișuri să fie situat într-un plan vertical. Se plasează apoi la centrul burghiului vîrful comparatorului *1* (fig. 2), care este apoi deplasat succesiv la diferite diametre (D_{A_1}, D_{A_2}).

Pentru fiecare diametru (D_{A_1}, D_{A_2}) se rotește burghiul cu ajutorul capului divizor cu unghiurile θ_1, θ_2, θ_3 ; pentru fiecare rotire, vîrful comparatorului *1* se va deplasa pe fața de așezare în direcția axială ; citirile ce se vor face h_1, h_2,

h_3 reprezintă mărimea detalonării dintelui burghiului la un anumit diametru.

După trei sau patru măsurări, pentru fiecare diametru se va obține : la θ_1 — h_1 ; la θ_2 — — h_2 ; θ_n — h_n.

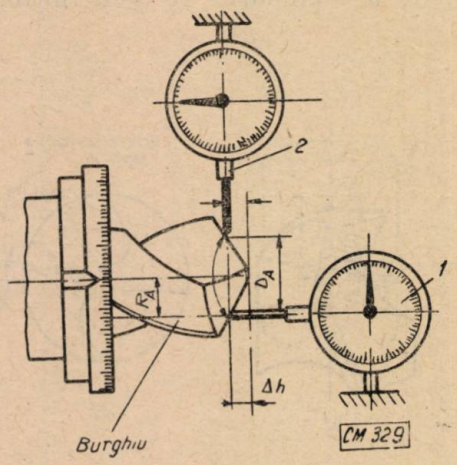


Fig. 2.

Lungimea arcului de rotire l a burghiului se determină cu formula :

$$l = \frac{\pi D_A \cdot \theta}{360}, \text{ mm.} \qquad (3)$$

După calcularea mărimilor (l) corespunzătoare diametrelor și unghiurilor de rotire (θ) se trasează curbele $h = f(l)$ pentru diametrele la care s-a făcut determinarea curbei de ascuțire de pe fața de așezare a burghiului.

În figura 3 a, b sînt arătate aceste grafice pentru două diametre D_{A_1} și D_{A_3}. Mărimea unghiului de așezare este determinată de unghiul format între tangenta în origine la curba $h = f(l)$ și axa absciselor.

Din figura 3 a, b rezultă că :

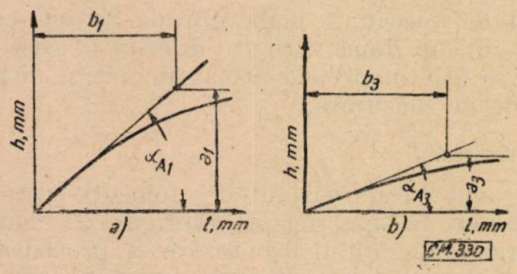


Fig. 3.

$$\operatorname{tg} \alpha_{A_1} = \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{M_l}{M_h};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{A_3} = \frac{a_3}{b_3} \cdot \frac{M_l}{M_h},$$

în care :

M_l este mărimea scării luată pe abscisă ;

M_h — mărimea scării luată pe ordonată.

Determinarea variației unghiului de degajare se poate face cu ajutorul formulei (1), în care se dau diferite valori lui D_A, sau cu ajutorul comparatorului *2* (fig. 2) după cum urmează : vîrful comparatorului *2* se așază pe fața de degajare a burghiului la diametrul la care trebuie să se afle valoarea unghiului γ care în planul *0 — 0* (fig. 1, a) este egal cu unghiul ω. După ce se citește diviziunea pe care o indică acul comparatorului, se deplasează comparatorul în lungul axei burghiului cu distanța l_1. Se rotește apoi burghiul cu unghiul φ pînă cînd vîrful comparatorului atinge din nou fața de degajare a burghiului, iar acul indică diviziunea inițială. Unghiul γ se calculează cu relația :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{R \cdot \varphi}{l_1},$$

în care :

R este raza burghiului la care se efectuează măsurarea.

Pentru determinarea unghiului de degajare (γ_N) în planul normal N — N (fig. 1, a) se folosește formula [2] :

$$\operatorname{tg} \gamma_N = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sin \varkappa}.$$

Determinarea unghiului la vîrf al burghiului ($2\varkappa$) se face cu suficientă aproximație, folosind valorile obținute la primele măsurări pentru determinarea unghiului de așezare (fig. 2) :

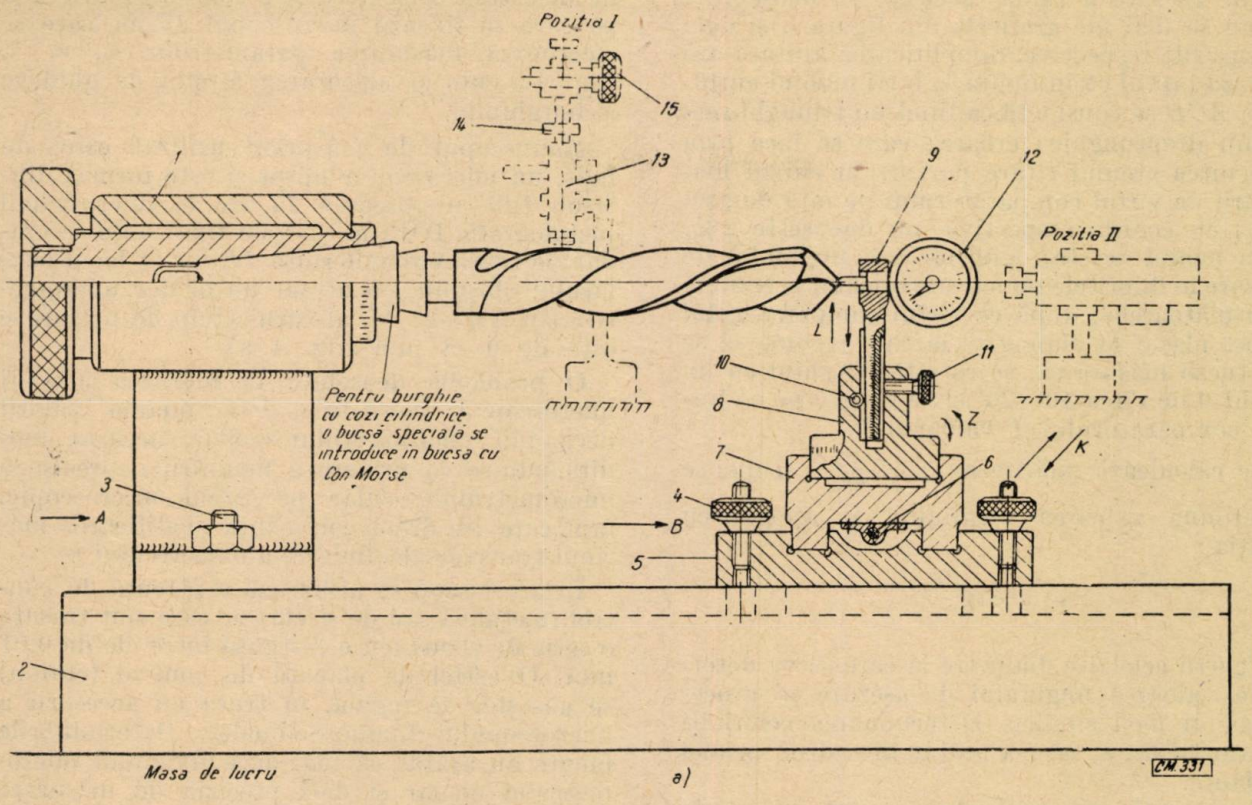
$$\operatorname{tg} \varkappa = \frac{\Delta R_A}{\Delta h}.$$

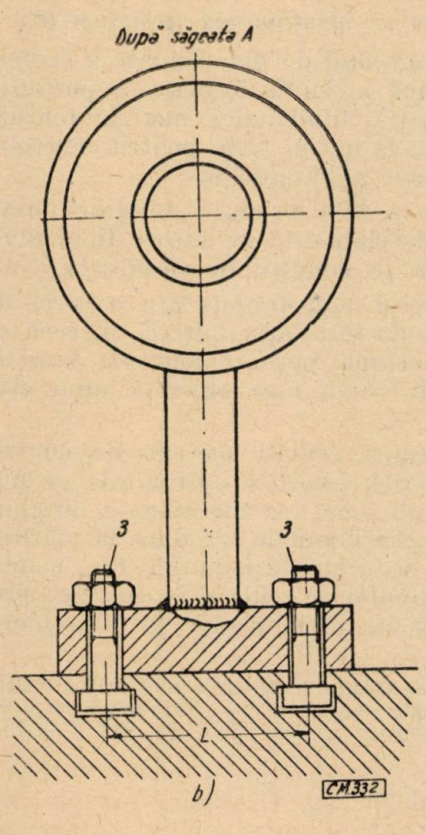
Măsurarea unghiului ω se face, fie cu ajutorul unghiului γ, fie suprapunînd unul dintre firele reticulare peste fațeta elicoidală a dintelui burghiului și citind valoarea respectivă pe cadranul gradat *14*, fixat pe tubul microscopului *13* (fig. 4).

Metoda și instalația arătate prezintă dezavantajul că, datorită unui număr relativ mare de măsurări necesare pentru determinarea variației unghiului de așezare și pentru prelucrarea rezultatelor, se consumă un timp relativ mare.

Varianta a II-a

În cazul acestei variante, dezavantajele arătate sînt înlăturate prin folosirea unei instalații noi de măsurare. În plus, instalația pentru măsurare este superioară celei folosite la prima variantă prin aceea că este mai ușor manevrabilă, are un gabarit mai mic și asigură o precizie ridicată. Totodată, dispozitivul de fixare a burghielor (fig. 4) asigură fixarea atît a burghielor cu cozi cilindrice, cît și a celor cu cozi conice, de diferite mărimi, prin folosirea unui set de reducții.


Poziția I
Poziția II
Pentru burghie cu cozi cilindrice o bucșă specială se introduce în bucșa cu con Morse
Masa de lucru
a)
CM 331


După săgeata A
b)
CM 332

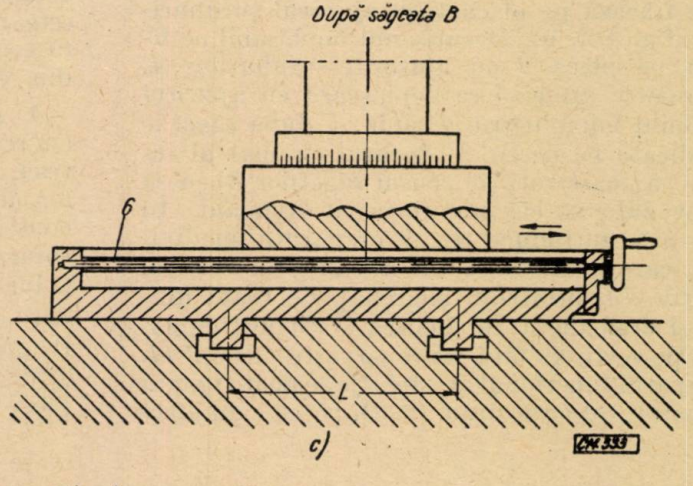

După săgeata B
c)
CM 333

Fig. 4.

În principiu, metoda de măsurare a unghiului de așezare a rămas aceeași, cu deosebirea că nu se mai fac graficele din figura 3 și deci măsurările respective. Simplificarea arătată are la bază faptul că în figura 1, b triunghiul curbiliniu ACD se consideră ca fiind un triunghi rectiliniu dreptunghic; eroarea care se face prin înlocuirea arcului l (arc parcurs în cursul măsurării de vîrful comparatorului pe fața de așezare) cu coarda respectivă nu depășește 2%.

În modul acesta, determinarea unghiului de așezare în diferitele puncte ale tăișului se rezumă la următoarele: după ce vîrful comparatorului a fost plasat la diametrul la care trebuie să se efectueze măsurarea, se rotește burghiul cu un unghi θ de circa 10—20° și se citește pe cadranul comparatorului *1* valoarea h.

Se calculează mărimea $l = \frac{\pi \cdot D_A \cdot \theta}{360}$ și apoi se determină valoarea unghiului de așezare cu relația:

$$\alpha = \operatorname{arc\,tg} \frac{h}{l} \cdot$$

Pentru celelalte diametre la care se va determina valoarea unghiului de așezare se procedează în mod similar. Determinarea celorlalți parametri (γ, $\varkappa$, ω) s-a arătat în cadrul primei variante.

Construcția dispozitivului cu ajutorul căruia se fac măsurările este relativ simplă, avînd următoarele părți componente:

a) mecanismul *1* de rotire (la unghiul dorit) și de fixare a burghiului elicoidal ai cărui parametri geometrici se măsoară;

b) mecanismul deplasabil pe care se montează comparatorul și microscopul cu care se efectuează măsurările propriu-zise;

c) placa metalică prevăzută cu canale în formă de T pe care se așază mecanismele amintite.

Mecanismul de rotire și de fixare a burghiului se fixează pe placa *2* cu ajutorul șuruburilor *3* (fig. 4 a, b). Mecanismul deplasabil se fixează pe placa *2* cu ajutorul șuruburilor *4*. În canalele săniei *5* se deplasează cu ajutorul șurubului micrometric *6* sania *7*, după săgețile *K* indicate pe desen. În locașul circular al săniei *7* se poate roti (în sensul săgeților *Z*) piesa *8* prevăzută pe circumferința cu diviziuni. În piesa *8* se introduce tija *9* prevăzută cu diviziuni, care poate fi manevrată în plan vertical (săgețile *L*), printr-un angrenaj, de roata dințată și cremalieră *10*. Pentru a asigura deplasarea pe verticală fără rotire servește șurubul *11*. La capătul superior al acestei tije se poate monta comparatorul cu cadran *12*. După ce s-au efectuat măsurările cu comparatorul cu cadran, în locul tijei respective se introduce o altă tijă pe care se fixează microscopul *13* cu care se efectuează măsurarea parametrilor ω, $\varkappa$, ψ (fig. 4), cum și măsurarea fațetei de ghidare a burghiului.

Microscopul de măsurare uzilizat este, de fapt, un microscop adaptat și este format dintr-un tub microscopic *13*, de la microscopul metalografic IOR, la care s-a fixat un disc gradat pe toată circumferința *14*, iar în locul ocularului obișnuit s-a atașat un ocular micrometric tip AM—9, *15*, al cărui cîmp de măsurare este de 0—8 mm (fig. 4, a).

O problemă deosebită în folosirea acestui microscop o constituie determinarea valorii diviziunii micrometrului ocular, aceasta modificîndu-se ca urmare a montării neprecise a micrometrului ocular pe tubul microscopic, fapt care are drept consecință modificarea mărimii transversale (liniare) a obiectivului β.

În acest scop se utilizează o plăcuță de control (metalică sau de sticlă) pe care sînt trasate o serie de rizuri, cu o distanță între ele de 0,01 mm. O astfel de plăcuță de control (etalon) se găsește, de regulă, în trusa cu accesorii a microscopului Linnic-Schmaltz. Determinările făcute au arătat că mărimea diviziunii micrometrului ocular și deci precizia de măsurare este de 0,005 mm.

În concluzie se menționează următoarele:

1. Metoda propusă de determinare a geometriei burghiului prezintă o mare importanță pentru producție, fiind unica metodă folosită la ora actuală, la noi în țară, pentru controlul ascuțirii corecte a burghielor.

2. Varianta a II-a propusă simplifică mult metoda inițială elaborată de autori, fiind mult mai accesibilă în condiții de producție.

3. Dispozitivul nou propus are o serie de avantaje față de instalația inițială și, ceea ce este mai important, permite folosirea sa și la metoda optică, ce va face obiectul unui studiu viitor.

4. Introducerea acestei metode de control cu recomandările valorilor optime ale geometriei, paralel cu ascuțirea mecanică a burghielor, în locul celei manuale, va duce la mărirea considerabilă a durabilității burghielor, la micșorarea consumului de scule și la scăderea prețului de cost al prelucrărilor prin așchiere.

[1] *Alexeev, G. A.* și alții. Calculul și construcția sculelor (traducere din limba rusă). București, Editura tehnică, 1954. [2] *Duca, Z.* Așchierea metalelor, 1957. [3] STAS 571-49 și GOST 2894-45.

CZ 621.825.24–85

Cuplaje pneumatice cu discuri

Ing. V. CRISTEA
Laureat al Premiului de Stat

Utilajul petrolier fabricat în țara noastră este prevăzut cu cuplaje pneumatice cu comandă de la distanță. Acestea sînt de tipul denumit „cu burduf" sau de tipul denumit „cu discuri". Deși ambele tipuri prezintă o serie de avantaje [2], utilizarea lor nu a fost extinsă și în alte domenii ale construcțiilor de mașini. În acest articol se vor prezenta o serie de date necesare cunoașterii, utilizării și exploatării și se vor indica tipurile de cuplaje pneumatice cu discuri, care se fabrică în prezent în R.P.R. în vederea extinderii domeniului lor de utilizare.

Cuplajul pneumatic cu discuri (fig. 1) funcționează datorită introducerii aerului comprimat în spațiul dintre discul de capăt *1* și membrana *2*, care apasă asupra pistonului *3*. La rîndul lui, pistonul apasă discurile de fricțiune *4* și *5* și discurile de ambreiaj, căptușite cu ferodo *6*, pe discul butucului *7*. Discurile de fricțiune *4* și *5* glisează pe dantura butucului *7*, iar discurile de ambreiaj *6* glisează pe dantura inelelor *8* și *9*, care sînt solidare cu flanșa *10*. Discurile de ambreiaj *6* sînt antrenate, prin frecare, de discurile de fricțiune *4* și *5*. Pe măsura creșterii presiunii aerului comprimat se realizează blocarea împreună a ambelor serii de discuri, obținîndu-se astfel cuplarea dintre arborele pe care este montat butucul *7* și piesa liberă — de obicei montată pe rulmenți, pe același arbore — care este solidară cu flanșa *10*. În momentul în care aerul este eliminat din cuplaj, arcurile de revenire *11* îndepărtează discurile și se produce decuplarea.

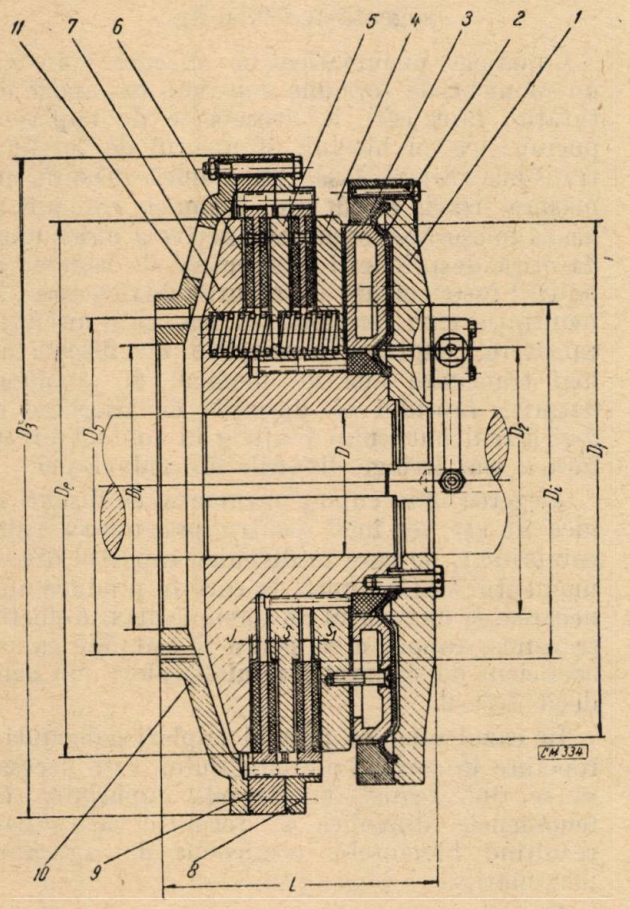


Fig. 1.

Cuplajele pneumatice cu discuri sînt utilizate în comparație cu cuplajele pneumatice cu burduf, acolo unde au loc cuplări mai dese, avînd o capacitate mai bună de înmagazinare și disipare a căldurii. Ele reprezintă o construcție mai rigidă decît cuplajele pneumatice cu burduf, fiind mai indicate a fi utilizate în cazurile cînd se cere cuplarea unor subansambluri montate pe același arbore, așa cum rezultă din figura 2.

Caracteristicile tehnice și dimensionale ale cuplajelor pneumatice cu discuri, fabricate în R.P.R., sînt prezentate în tabela 1.

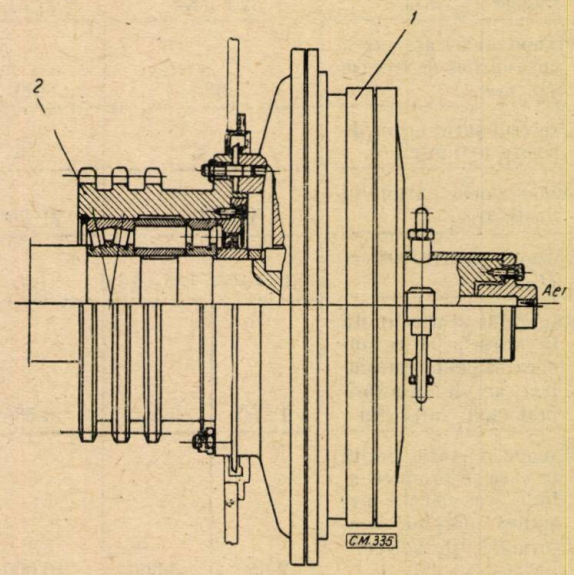


Fig. 2.

Momentul de torsiune în kgfm transmis de cuplaj este dat de relația :

$$M_t = \frac{2}{3}\,\mu\,\frac{R_e^3 - R_i^3}{R_e^2 - R_i^2}\,P_a\,z, \qquad (1)$$

Tabela 1

Denumirea	Tipul cuplajului		
	CD1–610	CD2–610	CD2–750
Numărul de discuri de ambreiaj	1	2	2
Diametrul exterior al suprafeţelor de frecare D_e, mm	610		750
Diametrul interior al suprafeţei de frecare D_i, mm	405		500
Grosimea discului de ambreiaj s, mm	22		22
Grosimea ferodoului s_1, mm	7		7
Jocul pe o faţă între discuri j, mm	1,5		1,5
Diametrul exterior al pistonului D_1, mm	580		720
Diametrul interior al pistonului, D_2, mm	296		354
Numărul arcurilor de revenire	8		8
Forţa maximă de lucru a unui arc de revenire, kgf	180	213	213
Diametrul exterior maxim D_3, mm	740		890
Lungimea totală L, mm	244	310	320
Diametrul de ghidaj al flanşei D_4, mm	325 JE4		390 JE4
Diametrul de aşezare a şuruburilor de frecare D_5, mm	380		430
Numărul şuruburilor de fixare a flanşei	8		8
Dimensiunea şurubului de fixare	M 20**		M 20*
Alezajul pentru arbore D, mm	138—168	138—168	145
Momentul static limită la care se produce alunecarea pentru presiunea aerului comprimat 7 kgf/cm², kgfm	1 750	3 500	6 500
Momentul static limită la care se produce alunecarea pentru presiunea aerului comprimat 10 kgf/cm², kgfm	2 650	5 300	10 000
Turaţia limită maximă recomandată, rot/min	1 200		900
Greutatea (pentru alezajul minim), kg	433	560	890

* şuruburi păsuite

** se prevăd şi ştifturi cilindrice

în care :

μ este coeficientul de frecare a materialului de fricţiune (ferodo) pe materialul discurilor, obişnuit 0,3 ;

R_e, R_i — razele exterioară şi interioară ale suprafeţelor de frecare, cm ;

P_a — forţa axială creată de aerul comprimat care apasă asupra pistonului, kgf ;

z — numărul suprafeţelor de frecare ale discurilor.

Forţa axială P_a, în kgf, este dată de relaţia :

$$P_a = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)\, p - iP_r, \qquad (2)$$

în care :

D_1, D_2 sînt diametrele active, maxim şi minim, ale pistonului, cm ;

p — presiunea aerului comprimat, kgf/cm² ;

i — numărul de arcuri de revenire ;

P_r — forţa dată de un arc de revenire, variabilă ca mărime în funcţie de săgeata acestuia, kgf.

Cuplajele pneumatice cu discuri transmit un moment de torsiune constant în raport cu turaţia, fapt care le deosebeşte de cuplajele pneumatice cu burduf. Momentul de torsiune transmis variază însă într-o mică măsură, pe măsura uzurii ferodoului, fenomen care antrenează micşorarea suprafeţei active a pistonului, datorită desprinderii membranei de cauciuc şi măririi forţei create de arcurile de revenire. În momentul cînd ferodoul s-a uzat cu o anumită cantitate, cuplajul pneumatic cu discuri nu mai transmite nici un moment de torsiune, datorită faptului că discurile de fricţiune *4*, *5* şi discul butucului *7* ajung în contact direct, fără a mai strînge discurile de ambreiaj *6*.

Alegerea unui cuplaj pneumatic cu discuri se face în aşa fel încît pentru presiunea aerului comprimat, de care se dispune, raportul dintre momentul static limită, la care se produce alunecarea, şi momentul de torsiune maxim efectiv transmis, raport care poate fi asimilat ca un coeficient de siguranţă, să aibă valori mai mari decît 1,7—2.

În cazul cînd se prevăd cuplări şi decuplări repetate în sarcină ale cuplajului, este necesar să se ţină seamă, la alegerea cuplajului, de fenomenele dinamice şi termice care apar, rezultînd bineînţeles coeficienţi de siguranţă mai mari.

Practic, modul cum se face alegerea unui cuplaj pneumatic cu discuri rezultă din exemplul de mai jos :

Se cere alegerea unui cuplaj pneumatic cu discuri care va fi situat la intrarea într-o cutie de viteze. Acest cuplaj va fi decuplat la fiecare schimbare de viteză din cutie şi apoi cuplat din nou şi va transmite o putere $N = 700$ CP la

o turație $n = 520$ rot/min. Presiunea aerului comprimat de alimentare variază între 7 și 9 kgf/cm^2.

Momentul de torsiune maxim transmis fiind de 965 kgfm, se alege un cuplaj pneumatic cu discuri tip CD1—610, pentru care se obține un coeficient de siguranță :

$$c = \frac{M_{t0}}{M_t} = \frac{1\,750}{965} = 1{,}815.$$

S-a considerat momentul limită la presiunea minimă a aerului comprimat, conform tabelei 1, unde pentru presiunea aerului de 7 kgf/cm^2 se indică $M_{t0} = 1\,750$ kgfm, pentru tipul de cuplaj ales.

Cuplajele pneumatice cu discuri pot fi utilizate și cu limitatoare ale momentului de torsiune transmis. În asemenea aplicații este necesar ca momentul de torsiune, care se limitează, să fie egal cu momentul de torsiune transmis de cuplaj pentru presiunea aerului comprimat aleasă, redus cu 20%. Această reducere trebuie avută în vedere pentru a preîntîmpina anumite variații ale coeficientului de frecare și mica variație a momentului de torsiune transmis de cuplaj, în funcție de uzura ferodoului și starea suprafețelor de frecare. De exemplu, un cuplaj pneumatic cu discuri CD1 — 610 funcționînd la o presiune a aerului comprimat de 7 kgf/cm^2 poate fi utilizat ca limitator pentru un moment de torsiune de $0{,}8 \times 1\,750 = 1\,400$ kgfm.

Modul cum se face acționarea, aparatajul necesar și condițiile ce trebuie respectate la exploatarea și întreținerea cuplajelor pneumatice cu discuri sînt identice cu acelea indicate în [2] pentru cuplajele pneumatice cu burduf. În plus, trebuie asigurat ca arcurile de revenire, montate într-un același cuplaj, să fie din aceeași grupă de sortare. În caz că aceste arcuri nu sînt corespunzătoare, decuplarea efectivă a cuplajului se obține greu, deoarece suprafețele de frecare pot rămîne parțial în contact, glisarea ușoară a discurilor *4* și *5* fiind împiedicată.

[1] *Ivanov, E. A.* Muftî privodov. Moscova, Maşghiz, 1959.
[2] *Cristea, V.* Cuplaje pneumatice cu burduf. In : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 12, 1962.

CZ 621.91 :669.14.018.252.3 :621.791.762.053.66 :539.56

Considerații cu privire la înlăturarea fragilității oțelurilor rapide aliate cu cobalt în apropierea cusăturii sudate la sculele sudate cap la cap

Ing. M. STĂNESCU

La sculele din oțeluri rapide aliate cu cobalt sudate cap la cap se formează în apropierea cusăturii sudate zone fragile cu crăpături care cauzează rebutarea unui mare număr de scule de acest fel.

Crăpăturile care apar în oțelul rapid la o distanță de aproximativ 5 mm de la cusătură sînt datorite tensiunilor care iau naștere în urma diferenței de structură dintre oțelul rapid călit al părții active și oțelul de îmbunătățire al suportului.

Astfel, există o diferență relativ mare de volum specific între structura martensitică a oțelului rapid călibil în aer cu duritatea de 63—65 HRc și structura perlito-feritică a oțelului de îmbunătățire cu duritatea de 15—20 HRc ; această diferență de volum rezultată în urma răcirii în aer a sculei duce la formarea unor tensiuni care depășesc rezistența la rupere a oțelului rapid.

În figura 1 se observă zona de sudură a celor două oțeluri : a — perlită + ferită (la oțelul 40C10) și b — martensită + austenită reziduală + carburi (la oțelul RK100).

În figura 2 apare secțiunea de rupere a oțelului rapid RK100 aflată la o distanță de 5 mm de la secțiunea de sudură. Apare evident că secțiunea de rupere este caracteristică oțelului rapid călit corect. Crăpăturile pot apărea după sudură

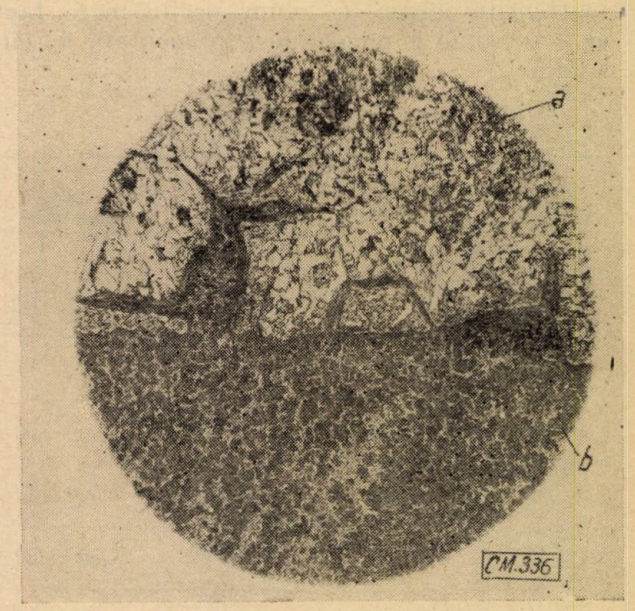


Fig. 1.

cap la cap sau după tratamentul termic secundar al oțelului rapid în cazul cînd se călește și zona cusăturii sudate.

Pentru evitarea crăpăturilor este necesar ca după sudarea cap la cap, sculele să fie introduse

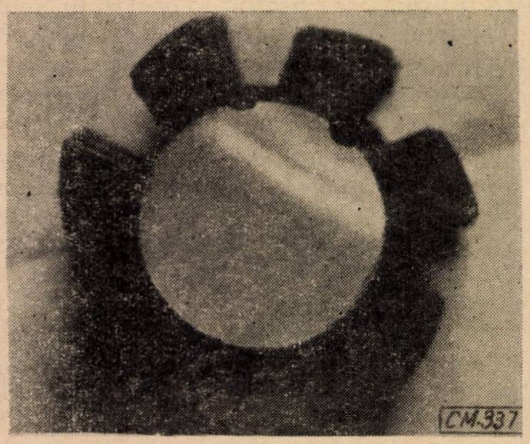


Fig. 2.

în cuptor pentru recoacere, înainte de a ajunge la temperatura de 550—600°C.

Pentru prevenirea eventualelor crăpături care apar în timpul sau după tratamentul secundar și care se manifestă în special la oțelurile aliate cu cobalt, mult mai fragile decît celelalte oțeluri rapide, nu trebuie ca duritatea oțelului rapid în zona de sudură să fie mai mare decît 50—55 HRc.

De asemenea, trebuie să se țină seamă și de faptul că duritatea oțelului rapid călit crește după revenire, accentuîndu-se diferența de duritate dintre partea activă a sculei și suport datorită transformării austenitei reziduale în martensită cubică cu volum specific mare, fapt ce contribuie la o creștere suplimentară a tensiunilor.

Pentru ca duritatea maximă a oțelului rapid aliat cu cobalt, în zona de sudură cap la cap, să fie de 50—55 HRc după tratamentul termic secundar, zona de sudură trebuie încălzită la o temperatură mai joasă decît temperatura de călire a oțelului rapid.

În consecință, pentru evitarea crăpăturilor oțelului rapid în zona de sudură, este necesar să fie determinată distanța de la zona de sudură pînă la nivelul băii de călire, astfel încît temperatura maximă a acestei zone să fie de aproximativ 900°C.

Distanța admisibilă δ_{adm} este distanța dintre secțiunea sudată, care trebuie să aibă o duritate mai mică decît 50—55 HRc, și secțiunea corespunzătoare nivelului băii, care are duritatea de 63—65 HRc după tratamentul termic secundar.

Distanța admisibilă depinde de timpul de încălzire a sculei și de diametrul sau grosimea acesteia.

Pentru un timp de încălzire mai mare, porțiunea din oțel rapid se încălzește pe o lungime mai mare la temperatura de călire sau la temperaturi apropiate de aceasta, fapt care după răcire în aer determină durități mai mari de 50—55 HRc.

Stabilirea distanței admisibile se face în funcție de timpul de încălzire pentru fiecare diametru al sculei, conform datelor din literatura de specialitate.

Cu cît crește diametrul sau grosimea sculei, cu atît distanța admisibilă δ_{adm} va fi mai mare, deoarece timpul de încălzire fiind mai mare, și căldura se transmite pe o lungime mai mare.

Pentru stabilirea datelor practice necesare proiectării sculelor sudate cap la cap cu partea activă din oțel rapid aliat cu cobalt, s-au luat probe de diferite dimensiuni, cărora li s-a aplicat tratamentul termic corespunzător materialului, secțiunii și utilizării sculei, conform tabelei 1.

Tabela 1

Nr. probei	Dimensiunile probelor, Ø, mm	Materialul probelor			Călirea								Revenirea		
					prima preîncălzire		a doua preîncălzire		încălzirea finală		răcirea				
		STAS	Norma 0900—25 „Steagul roșu"		temperatura ~ °C	timpul, min	temperatura, ~ °C	timpul, min	temperatura, °C	timpul min	temperatura, °C	timpul, min	temperatura, °C	timpul, min	numărul de reveniri
1	10 × 122	RK100	R_0		500	14	800	4	1 280—1 300	2	530 ± 20	10	560—580	40	2
2	25 × 122	RK100	R_0	Böhler CC	500	30	800	10	1 280—1 300	5	530 ± 20	10	560—580	40	2
3	32 × 122	RK50	R_1	RK5	500	42	800	18	1 280—1 300	7	530 ± 20	10	560—580	40	2
4	40 × 122	RK50	R_1	W3265	500	50	800	22	1 280—1 300	9	530 ± 20	10	560—580	40	2
5	50 × 122	RK100	R_0	x80CrCo MoV18,4	500	60	800	25	1 280—1 300	12	530 ± 20	10	560—580	40	2

Nr. probei	Dimensiunile probelor, Ø, mm	Starea probei	Distanța de la capătul probei scufundate în baie pe adîncimea de 50 mm, mm																													
			1	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
1	10 × 122	călire	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	60	58	54,5	54	52	51	50	49	48	46	44,5	40	30	24					
		călire + o revenire	65	65	65	65	65	64	64	64	64	64	63	62	59	56	54	52	51,5	50	49	48	46	45	40	30	24					
		călire + două reveniri	65	65	65	65	65	65	65	65	65	64,5	64	62	59	57	55	52	51,5	50	49	48	46	45	40	30	24					
2	25 × 122	călire	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	63,5	62	59	58	56	55,5	55	53	50	49	48	46	45	40	38	27					
		călire + o revenire	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	64	60	59	58	56	55	53	51	49	48	46	45	40	38	27					
		călire + două reveniri	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	64	62	61	59	58	55,8	53,5	51,5	49	48,5	46	45,5	40	38	27					
3	32 × 122	călire	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	61	59	58	57	55	53	51	49	48	47	45	40	38,5	27					
		călire + o revenire	65	65	65	65	65	65	65	65	64	64	64	62	61	59	58	55	53	51	49,5	48	47	45	40	38,5	27					
		călire + două reveniri	65	65	65	65	65	65	65	65	64	64	64	62	61	59	58	55	53	51,5	49,5	48	47	45	40	38,5	27					
4	40 × 122	călire	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63	61	60	59	58	57	55	54	52	50	49	48	46	42	38	32					
		călire + o revenire	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	64	63	61	59	58	56	54	52	50	49	48	46	42	38	32					
		călire + două reveniri	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	64,5	63	61	59,5	58	56	54	52	50	49	48	46	42	38	32					
5	50 × 122	călire	63	63	63	63	62	61,5	61,5	61,5	61,5	61,5	61	60,5	60	59,5	58	57,5	56	55	54	53	52,5	52	51	50	48,5					
		călire + o revenire	65	65	65	65	65	64	64	64	64	64	64	64	63	62	59	58,4	57,5	57	56	55	54	53	51,5	50	48,5					
		călire + două reveniri	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	65	64	64	63	61	60,8	59,5	59	56	55	54	52	50	48,5					

La încălzirea în vederea călirii, probele au fost scufundate în baia cu săruri topite numai pînă la o înălţime de 50 mm de la capăt, conform figurii 3, răcirea izotermă şi revenirile efectuîndu-se pe toată lungimea probei.

După efectuarea tratamentului termic, conform tabelei 1, s-a măsurat duritatea probelor, pornindu-se de la capătul scufundat la 50 mm sub nivelul băii cu săruri topite, obţinîndu-se variaţia durităţii probelor de-a lungul lor (tabela 2).

Curba din figura 4 reprezintă variaţia durităţii în lungul probei. Se constată că duritatea scade mai încet cu cît diametrul probei este mai mare.

În funcţie de valoarea maximă admisibilă a durităţii din zona cusăturii sudate, s-au stabilit şi distanţele admisibile în funcţie de mărimea diametrului probei, care au fost trecute în tabela 3.

La stabilirea distanţelor admisibile dintre secţiunea de sudură cap la cap şi secţiunea sculei

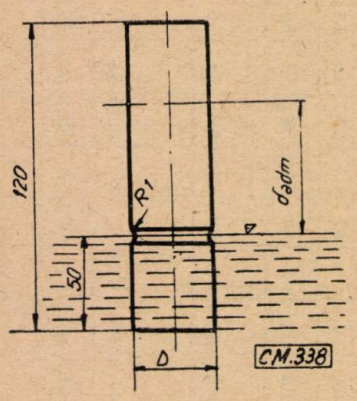


Fig. 3.

corespunzătoare nivelului băii, se poate utiliza cu oarecare aproximaţie şi diagrama din figura 5, în care este reprezentată grafic variaţia distanţei admisibile δ_{adm} în funcţie de mărimea diametrului probei în mm.

În urma celor menţionate apar ca necesare, pentru evitarea crăpăturilor în zona de sudură

Tabela 3

Nr. probei	Dimensiunile probelor Ø, mm	Materialul	Distanţa admisibilă de la nivelul băii la cusătura sudată, δ_{adm}, mm
1	10 × 122	RK100	25—28
1	25 × 122	Böhler CC	30—33
3	32 × 122	RK50	(31—34)
4	40 × 122	W3265	35—38
5	50 × 122	x 80CrCo MoV18,4	55—58

a oţelurilor rapide aliate cu cobalt, următoarele măsuri:

— trebuie să se ţină seamă, la proiectarea sculelor sudate cap la cap cu partea activă din oţel

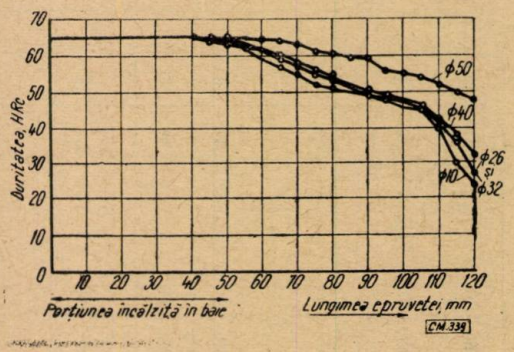


Fig. 4.

rapid aliat cu cobalt, de datele din tabela 3 sau de diagrama din figura 5;

— se vor alege oţeluri rapide aliate cu cobalt, pentru confecţionarea părţii active a sculelor, numai în cazul regimurilor grele de aşchiere, care presupun păstrarea proprietăţilor de aşchiere a sculei la temperaturi înalte, după un calcul economic; dacă calculul economic o permite se vor alege oţelurile rapide fără cobalt;

— în cazul sculelor cu sudură dublă cap la cap, cu porţiunea activă a sculei din oţel rapid aliat cu cobalt aflată între doi suporţi, se va încerca încălzirea porţiunii de lucru exclusiv prin inducţie;

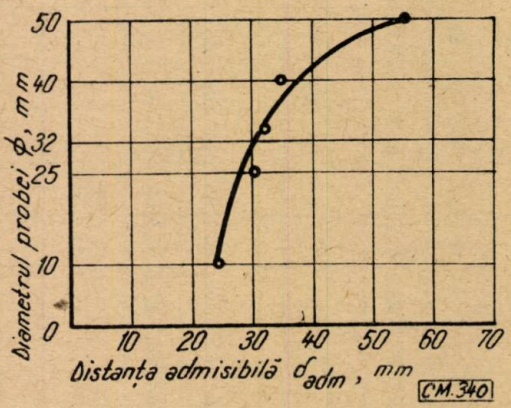


Fig. 5.

— confecţionarea sculei numai din două semifabricate (nu din 3 semifabricate cu partea de lucru la mijloc).

Aceste recomandări duc la micşorarea sensibilă a rebutului sculelor sudate cap la cap, obţinîndu-se scule de calitate.

CZ 621.643.2:539.374.6

Considerații asupra deformației țevilor

Conf. ing. I. ZAMFIRESCU

Unul dintre aspectele importante ale rezistenței țevilor îl constituie deformarea acestora sub acțiunea forțelor exterioare. Îngroșarea sau subțierea, alungirea sau scurtarea axială sînt fenomene de care trebuie să se țină seamă în practica folosirii țevilor.

Determinarea cazurilor de solicitare care au dat loc la anumite deformații și, invers, determinarea deformațiilor care au loc în cazul anumitor solicitări, constituie probleme importante pentru studiul oricăror piese care participă la funcționarea unui agregat.

Folosirea țevilor cu pereți subțiri sau cu pereți groși este foarte curentă și cunoașterea comportării acestora în diferitele cazuri de solicitare este deosebit de utilă.

În cele ce urmează se vor prezenta cîteva aspecte ale deformației țevilor solicitate la presiune interioară și exterioară, precum și la forțe axiale suplimentare, punîndu-se în evidență raportul $\frac{p_i}{p_e}$ dintre presiunea interioară și cea exterioară.

Avantajul metodei constă în faptul că scoate în relief toată gama de manifestări ale deformațiilor în condițiile de solicitare considerate, ceea ce, în modul clasic de prezentare, nu se poate face decît printr-un număr foarte mare de tatonări cu diverse cazuri particulare; din această cauză, o serie de asemenea manifestări scapă cercetării, rămînînd necunoscute.

În cadrul lucrării se vor considera următoarele cazuri de solicitare:

— țeava este deschisă la capete și supusă la presiune interioară și exterioară, uniform distribuite;

— țeava se găsește în aceleași condiții, fiind însă supusă în plus la acțiunea unei forțe axiale suplimentare, care însă nu produce flambaj;

— țeava este închisă la capete și supusă la presiune interioară și exterioară, atît pe fețele cilindrice, cît și pe cele plane de la capete, presiunea fiind uniform distribuită;

— țeava se află în condițiile cazului precedent, fiind supusă în plus la acțiunea unei forțe axiale suplimentare, care însă nu produce flambaj.

Notațiile folosite sînt cele cunoscute, și anume: r_i și r_e — raza interioară, respectiv exterioară a țevii, p_i și p_e — presiunea interioară, respectiv exterioară care acționează pe fețele țevii; se vor mai folosi și notațiile:

$$a = \frac{r_e^2}{r_i^2}; \quad u = \frac{r^2}{r_i^2},$$

unde r este raza unui punct oarecare din peretele țevii.

Țeavă deschisă la capete și solicitată la presiune interioară și exterioară

Deformația specifică pe direcția razei fiind:

$$\varepsilon_r = \frac{-2}{3E(a-1)}\left[p_i\left(\frac{2a}{u}-1\right) + p_e\, a\left(1-\frac{2}{u}\right)\right], \tag{1}$$

iar derivatele respective:

$$\frac{d\varepsilon r}{dr} = \frac{8\,ar_i}{3E(a-1)}(p_i - p_e)\frac{1}{r^3}, \tag{2}$$

$$\frac{d^2\varepsilon_r}{dr^2} = \frac{-8\,a\,r_i^2}{E(a-1)}(p_i - p_e)\frac{1}{r^4}, \tag{3}$$

rezultă că, într-o reprezentare în sistemul de axe O_r, $O\varepsilon_r$, deformația ε_r crește odată cu r, avînd concavitatea către $-\varepsilon_r$, în cazul cînd este satisfăcută relația:

$$\frac{p_i}{p_e} > 1, \tag{4}$$

și descrește, avînd concavitatea către $+\varepsilon_r$, cînd presiunile satisfac relația:

$$\frac{p_i}{p_e} < 1. \tag{5}$$

Deformația specifică ε_r este pozitivă pe toată grosimea țevii, adică pereții țevii suferă o îngroșare dacă este satisfăcută relația:

$$\frac{p_i}{p_e} < 2 - a. \tag{6}$$

Deformația este negativă pe toată grosimea peretelui, adică țeava suferă o subțiere dacă este satisfăcută relația:

$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{a}{2a-1}, \tag{7}$$

care implică subțiere și pentru cazul:

$$\frac{p_i}{p_e} \geqslant 1. \tag{8}$$

Deformația specifică ε_r este pozitivă pe partea interioară a grosimii peretelui țevii și negativă pe partea exterioară, dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$2 - a < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a}{2a-1}. \tag{9}$$

Deformația ε_r nu poate fi negativă pe partea interioară și pozitivă pe cea exterioară, oricare ar fi valorile presiunilor p_i și p_e.

În cazul precedent există în peretele țevii o suprafață neutră față de deformația specifică ε_r, și anume o suprafață cilindrică coaxială țevii, avînd raza:

$$r = r_e \sqrt{\frac{2(p_i - p_e)}{p_i - p_e a}}. \tag{10}$$

Deformația specifică ε_r este o constantă negativă pe toată grosimea peretelui țevii dacă:

$$\frac{p_i}{p_e} = 1. \tag{11}$$

Țevile ale căror raze satisfac relația:

$$2 - a \geqslant 0 \tag{12}$$

sînt singurele care pot suporta atît îngroșare cît și subțiere.

Țevile ale căror raze satisfac relația:

$$2 - a < 0 \tag{13}$$

nu pot suporta îngroșarea peretelui țevii, oricare ar fi valoarea presiunilor p_i și p_e.

Grosimea acestor țevi satisface relația:

$$r_e - r_i \geqslant r_i (\sqrt{2} - 1). \tag{14}$$

O țeavă poate suferi subțierea peretelui său chiar pentru valori ale presiunii exterioare mai mari decît ale presiunii interioare, deși pare neverosimil, dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$\frac{a}{2a-1} < \frac{p_i}{p_e} \leqslant 1. \tag{15}$$

Țeavă deschisă la capete dar supusă nu numai la presiune interioară și exterioară, ci și la acțiunea unei forțe axiale suplimentare F, care însă nu produce flambaj

Deformația specifică pe direcția razei este în acest caz:

$$\varepsilon_r = \frac{-2}{3E(a-1)}\left[p_i\left(\frac{2a}{u} - 1\right) + p_e a\left(1 - \frac{2}{u}\right) + \frac{F}{2\pi r_i^2}\right], \tag{16}$$

unde F are valoare algebrică.

Derivatele sînt date de expresiile (2) și (3), iar curba de variație are aceeași alură ca și în cazul precedent.

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} < 1$, deformația specifică este pozitivă pe toată grosimea peretelui țevii, adică aceasta se îngroașă dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$F \leqslant p_e \cdot 2\pi r_i^2 (2 - a), \qquad \frac{p_i}{p_e} < 2 - a - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2}. \tag{17}$$

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} > 1$, aceste condiții sînt:

$$F < p \cdot 2\pi r_i^2 (1 - a), \qquad \frac{p_i}{p_e} < \frac{a}{2a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2 a}\right). \tag{18}$$

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} < 1$, deformația specifică este negativă pe toată grosimea peretelui, adică acesta se subțiază dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$F > p_e \cdot 2\pi r_i^2 (1 - a), \qquad \frac{p_i}{p_e} > \frac{a}{2a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2}\right). \tag{19}$$

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} > 1$, aceste condiții se reduc la condiția:

$$\frac{p_i}{p_e} > 2 - a - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2}. \tag{20}$$

Deformația este pozitivă pe partea interioară a peretelui țevii și negativă pe partea exterioară cînd sînt satisfăcute relațiile:

$$\frac{p_i}{p_e} > 1; F > p_e 2\pi r_i^2 (1 - a), \tag{21}$$

$$2 - a - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a}{2a-1}\left(-1 \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2 a}\right).$$

Ea este negativă pe partea interioară și pozitivă pe partea exterioară cînd sînt satisfăcute relațiile:

$$\frac{p_i}{p_e} > 1; \; F < p_e 2\pi r_i^2 (1 - a), \tag{22}$$

$$\frac{a}{2a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2 a}\right) < \frac{p_i}{p_e} < 2 - a - \frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2},$$

$$F < p_e \cdot 2\pi r_i^2 (1 - a).$$

În aceste cazuri, țeava prezintă o suprafață neutră, și anume o suprafață cilindrică coaxială țevii, avînd raza:

$$r = r_e \sqrt{\frac{2(p_i - p_e)}{p_i - p_e a - \frac{F}{2\pi r_i^2}}}.$$

Raza r este reală pentru $F > (p_i - p_e a) 2\pi r_i^2$ cînd $\frac{p_i}{p_e} < 1$ și pentru $F < (p_i - p_e a) 2\pi r_i^2$ cînd $\frac{p_i}{p_e} > 1$.

Deformația ε_r este o constantă negativă pe toată grosimea țevii în condițiile:

$$\frac{p_i}{p_e} = 1, \qquad F > p \cdot 2\pi r_i^2 (1 - a) \tag{23}$$

unde $p_i = p_e = p$.

Această deformație este o constantă pozitivă în condițiile :

$$\frac{p_i}{p_e} = 1,$$
$$F < p \cdot 2\pi r_i^2 (1 - a), \tag{24}$$

unde $p_i = p_e = p$.

O țeavă poate să sufere îngroșarea peretelui său chiar dacă este supusă la întindere cu o forță F, dacă are dimensiunile transversale satisfăcînd relația :

$$2 - a > 0 \tag{25}$$

și pentru forțe F care satisfac prima relație din grupul (17).

O țeavă poate să sufere subțierea peretelui său chiar dacă este supusă la compresiune cu o forță F, dacă are dimensiuni transversale satisfăcînd relația :

$$2 - a < 0. \tag{26}$$

Țeavă închisă la capete și supusă la presiune interioară și exterioară care acționează atît pe fețele cilindrice, cît și pe cele terminale plane

Deformația specifică ε_r este în acest caz :

$$\varepsilon_r = \frac{-1}{3E(a-1)}\left[p_i\left(\frac{4a}{u} - 1\right) + p_e\, a\left(1 - \frac{4}{u}\right)\right]. \tag{28}$$

Derivatele sînt cele date de relațiile (2) și (3), iar curbele de variație au aceeași alură ca în cazurile precedente.

Deformația ε_r este pozitivă pe toată grosimea peretelui țevii dacă este satisfăcută relația :

$$\frac{p_i}{p_e} < \frac{4-a}{3}. \tag{29}$$

Această deformație este negativă pe toată grosimea peretelui țevii, în cazul cînd există condiția :

$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{3a}{4a-1}. \tag{30}$$

Deformația ε_r este pozitivă pe partea interioară a peretelui țevii și negativă pe cea exterioară dacă sînt satisfăcute condițiile :

$$\frac{4-a}{3} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{3a}{4a-1}. \tag{31}$$

Ea nu poate fi negativă pe partea interioară și pozitivă pe partea exterioară a peretelui țevii.

În acest caz există o suprafață neutră, cilindrică, coaxială țevii, de rază :

$$r_i = 2 r_e \sqrt{\frac{p_i - p_e}{p_i - p_e a}}. \tag{32}$$

Deformația ε_r este o constantă negativă pe toată grosimea peretelui, pentru : $\frac{p_i}{p_e} = 1$.

O țeavă ale cărei dimensiuni transversale satisfac relația :

$$4 - a \leqslant 0 \tag{33}$$

nu poate suferi îngroșarea peretelui țevii, oricare ar fi valorile presiunilor p_i și p_e.

Grosimea peretelui unei astfel de țevi satisface relația :

$$r_e - r_i \geqslant r_i. \tag{34}$$

O țeavă poate suferi subțieri ale peretelui său chiar pentru valori de presiuni interioare mai mici decît ale presiunii exterioare, deși aceasta pare neverosimil, cu condiția ca să fie satisfăcută relația (30).

Țeavă închisă la capete și supusă nu numai la presiune interioară și exterioară, ci și la acțiunea unui efort axial suplimentar, care nu produce flambaj

Expresia deformației specifice ε_r este în acest caz :

$$\varepsilon_r = \frac{-1}{3E(a-1)}\left[p_i\left(\frac{4a}{u} - 1\right) + p_e\, a\left(1 - \frac{4}{u}\right) + \frac{F}{\pi r_i^2}\right]. \tag{35}$$

Derivatele sînt date de relațiile (2) și (3).

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} < 1$, deformația ε_r este pozitivă pe toată grosimea peretelui țevii dacă sînt satisfăcute relațiile :

$$F \leqslant p_e \cdot \pi r_i^2 (4 - a),$$
$$\frac{p_i}{p_e} < \frac{4-a}{3} - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2}. \tag{36}$$

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} > 1$, aceste condiții sînt :

$$F < p_e \cdot \pi r_i^2 (1 - a),$$
$$\frac{p_i}{p_e} < \frac{3a}{4a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 6\pi r_i^2 a}\right). \tag{37}$$

Pentru ca ε_r să fie negativă pe toată grosimea peretelui, în cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} < 1$, trebuie să fie satisfăcute relațiile :

$$F > p_e \cdot \pi r_i^2 (1 - a),$$
$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{3a}{4a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2 a}\right). \tag{38}$$

În cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} > 1$, condițiile se reduc la condiția :

$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{4-a}{3} - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2}. \tag{39}$$

Deformația ε_r este pozitivă pe partea dinspre interior a peretelui țevii și negativă pe partea dinspre exterior, numai în cazul cînd $\frac{p_i}{p_e} < 1$ și dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$F > p_e \cdot \pi r_i^2 (1 - a), \tag{40}$$

$$\frac{4-a}{3} - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{3a}{4a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2}\right).$$

unde $p = p_i = p_e$; este o constantă pozitivă cînd:

$$F < p \cdot \pi r_i^2 (1 - a). \tag{44}$$

Pentru grosimi ale țevii care satisfac relația $4 - a > 0$, chiar dacă țeava este supusă la eforturi de întindere axială, ea poate suferi îngroșarea peretelui cu condiția ca aceste eforturi să satisfacă relația:

$$F \leqslant p_e \cdot 2\pi r_i^2 (4 - a). \tag{45}$$

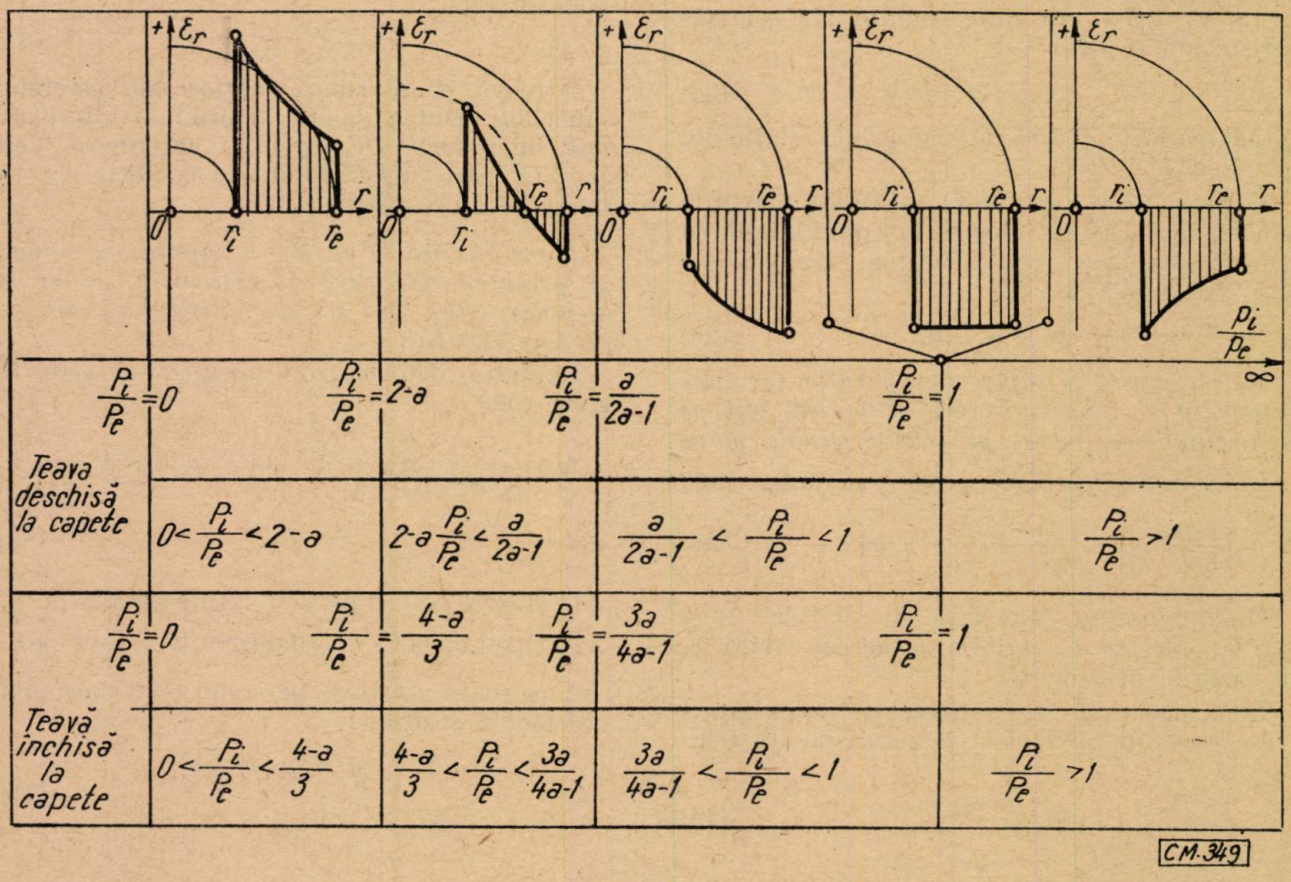


Fig. 1.

Ea este negativă pe partea interioară și pozitivă pe cea exterioară dacă sînt îndeplinite condițiile:

$$F < p_e \cdot \pi r_i^2 (1 - a), \tag{41}$$

$$\frac{3a}{4a-1}\left(1 - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2 a}\right) < \frac{p_i}{p_e} < \frac{4-a}{3} - \frac{F}{p_e \cdot 3\pi r_i^2}.$$

În aceste cazuri, țeava prezintă o suprafață neutră, cilindrică, coaxială, a cărei rază este:

$$r = r_e \sqrt{\frac{p_i - p_e}{p_i - p_e a - \frac{F}{\pi r_i^2}}}. \tag{42}$$

Deformația ε_r este o constantă negativă pe toată grosimea peretelui țevii cînd:

$$\frac{p_i}{p_e} = 1,$$
$$F > p \cdot \pi r_i^2 (1 - a), \tag{43}$$

În cazul cînd:

$$4 - a < 0, \tag{46}$$
$$p_e \cdot \pi r_i^2 (4 - a) < F,$$

se poate obține subțierea peretelui țevii chiar atunci cînd țeava este supusă la compresiunea F, cu condiția ca să fie satisfăcută relația (46).

Din cele arătate se vede cît de numeroase sînt aspectele deformațiilor țevii, deși în cadrul lucrării nu este tratată decît deformația pe direcția razei.

O mare influență asupra deformațiilor o are efortul axial suplimentar, care poate schimba complet natura și modul de variație a deformației.

Studiul deformațiilor țevii își găsește aplicație în numeroasele întrebuințări ale țevilor folosite în economia națională, ceea ce duce la

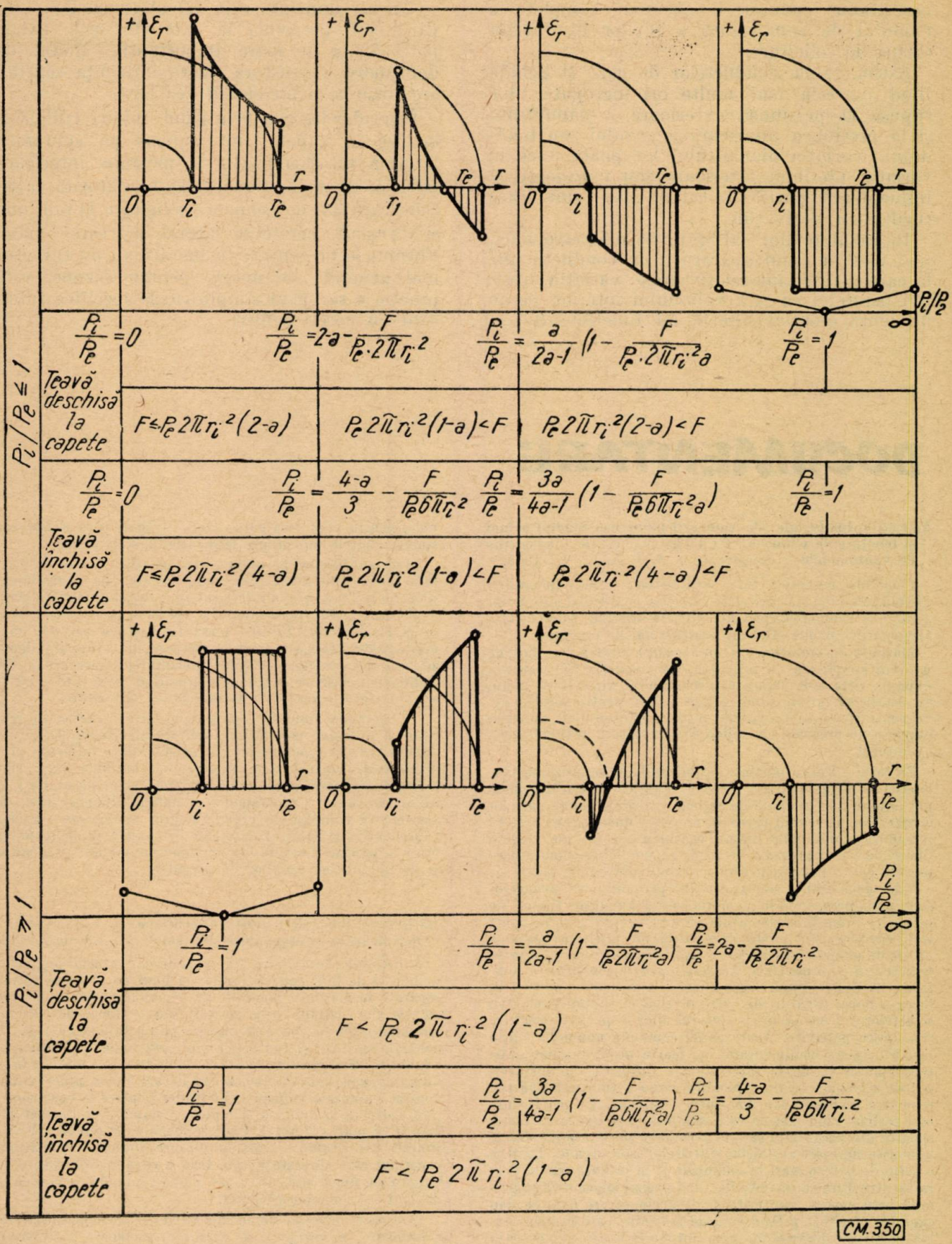

$p_i/p_e \leq 1$
ε_r
r
0
r_i
r_e
$\frac{p_i}{p_e}=0$
$\frac{p_i}{p_e}=2-a-\frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2}$
$\frac{p_i}{p_e}=\frac{a}{2a-1}\left(1-\frac{F}{p_e \cdot 2\pi r_i^2 a}\right)$
$\frac{p_i}{p_e}=1$
p_i/p_2
∞
Țeavă deschisă la capete
$F \leq p_e 2\pi r_i^2 (2-a)$
$p_e 2\pi r_i^2 (1-a) < F$
$p_e 2\pi r_i^2 (2-a) < F$
$\frac{p_i}{p_e}=0$
$\frac{p_i}{p_e}=\frac{4-a}{3}-\frac{F}{p_e 6\pi r_i^2}$
$\frac{p_i}{p_e}=\frac{3a}{4a-1}\left(1-\frac{F}{p_e 6\pi r_i^2 a}\right)$
$\frac{p_i}{p_e}=1$
Țeavă închisă la capete
$F \leq p_e 2\pi r_i^2 (4-a)$
$p_e 2\pi r_i^2 (1-a) < F$
$p_e 2\pi r_i^2 (4-a) < F$
$p_i/p_e \geq 1$
$\frac{p_i}{p_e}=1$
$\frac{p_i}{p_e}=\frac{a}{2a-1}\left(1-\frac{F}{p_e 2\pi r_i^2 a}\right)$
$\frac{p_i}{p_e}=2a-\frac{F}{p_e 2\pi r_i^2}$
Țeavă deschisă la capete
$F < p_e 2\pi r_i^2 (1-a)$
$\frac{p_i}{p_e}=1$
$\frac{p_i}{p_2}=\frac{3a}{4a-1}\left(1-\frac{F}{p_e 6\pi r_i^2 a}\right)$
$\frac{p_i}{p_2}=\frac{4-a}{3}-\frac{F}{p_e 6\pi r_i^2}$
Țeavă închisă la capete
$F < p_e 2\pi r_i^2 (1-a)$
CM.350

Fig. 2

necesitatea cunoaşterii cît mai complete a modului de comportare a ţevilor în diferite cazuri de solicitare.

Astfel, ţevile conductelor de gaze şi lichide fiind de cele mai multe ori îngropate, sînt supuse la presiunea exterioară a pămîntului şi la presiunea interioară a gazului sau lichidului. Variaţia diametrului lor poate duce la variaţia presiunii interioare sau exterioare şi influenţează părţile sensibile, cum sînt legăturile sau derivaţiile.

În cazul ţevilor calibrate de diametre mici, mai ales în cazul aparaturii cu conducte fine la care pereţii sînt relativ groşi, variaţia grosimii peretelui ca şi a volumului interior poate influenţa esenţial corecta lor funcţionare.

Un alt domeniu este cel al cazanelor cilindrice sub presiune, la care eforturile axiale pot căpăta o mare importanţă. Modul de deformare a acestora poate influenţa sensibil organizarea şi întrebuinţarea lor.

Într-adevăr, cazanele fiind tuburi cilindrice închise la capete sînt supuse pe suprafaţa laterală interioară atît la presiune interioară radială, cît şi la eforturi axiale, datorită capacelor care sînt de asemenea solicitate la presiune şi transmit peretelui lateral eforturi axiale. Formulele prezentate în lucrare au un caracter mai general; de aceea, pentru cazane, este practic a se opera simplificările specifice tuburilor cu pereţi subţiri.

DOCUMENTARE

Aplicaţiile industriale ale comenzii numerice. Stadiul actual şi tendinţe de viitor. R. Prudhomme. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S. I. A. nr. 11, 1963.

Comanda numerică este caracterizată prin exploatarea directă sau după tratarea, într-o maşină de calculat automată, a datelor numerice privind diferite mărimi (dimensiuni, temperaturi, debite etc.) sau instrucţiuni de program.

Maşinile de transfer, cu toată complexitatea lor, sînt de o mare simplitate de principiu, deoarece ele funcţionează după un ciclu unic mpus prin construcţie, vitezele de lucru, avansurile şi cursele fiind reglate o dată pentru totdeauna. Se poate spune că programul maşinii este implicit, funcţionarea sa nu pretinde un mijloc de comunicare permanent cu operatorul.

Cu totul altfel se prezintă problema la automatizarea producţiei în serii mici sau mijlocii. Fabricarea oricărei piese noi cere un nou program de acţiune şi reglaje noi ale curselor şi vitezelor, devenind necesară prezenţa unor organe care să introducă rapid noile date. Legăturile interne ale maşinii diferă de la un program la altul. Se pot folosi comutatoare plasate pe un pupitru pentru a stabili conexiunile potrivite. Totuşi, dacă seriile sînt executate periodic, este avantajos să se pună programul în memorie pentru a reduce timpul de pregătire a maşinii. Operaţiile pe care maşina este capabilă să le efectueze sînt numerotate, deci un program apare ca un şir de numere care se pot converti în găuri pe o serie de tichete sau pe o panglică. Această operaţie constituie o codificare de instrucţiuni. Decodificarea corespunde punerii în lucru a noilor legături de către maşină în timpul explorării tichetelor sau panglicii, cu ajutorul unor dispozitive electrice sau optice potrivite. Apare astfel comanda numerică sub o formă oarecum rudimentară, dar foarte utilă. Instrucţiunile programului şi datele dimensionale furnizate de operatori pot de asemenea să fie exploatate după o tratare logică sau numerică mai mult sau mai puţin complexă. Un pas înainte este realizat cînd maşina este capabilă să-şi fixeze ea însăşi o parte din programul său de acţiune şi să determine datele numerice necesare reglajelor diferitelor sale organe. Ea face o serie de determinări în condiţiile şi în ordinea fixată prin însăşi structura sa, înainte de a lua decizii logice care să permită satisfacerea unui criteriu de optimalizare dat. Se dau exemple oferite în primul rînd de maşinile care primesc datele codificate din exterior, cum sînt maşinile care exploatează direct datele, maşinile care exploatează datele după tratare internă, ca de exemplu maşinile-unelte cu comandă numerică pentru serii mici (punct cu punct, pentru contururi poligonale, pentru contururi curbe etc.). Maşinile care elaborează spontan datele sînt proprii fabricaţiei în serie mare.

Tratarea pieselor pe unitate este specifică axelor de oscilaţie (bolţurilor), mantalelor pistonului etc., ale căror dimensiuni nu pot fi ţinute în interiorul unor toleranţe prea strînse şi al căror montaj pretinde o împerechere precedată de clasarea elementelor. Fiecare piesă traversează succesiv mai multe posturi de măsurare şi de marcare, după care sînt depozitate după caracteristicile lor. Rezultatele măsurărilor sînt codificate şi înscrise în memorie urmărind piesa şi fiind citite şi exploatate la posturile de marcare şi depozitare.

Comanda numerică apare ca un mijloc preţios de realizare a unei automatizări de calitate superioară, permiţînd analiza tuturor fenomenelor susceptibile de a influenţa produsul final. Avantajele sale în domeniul maşinilor-unelte sînt legate de realizarea automată a unor forme complexe, de modificarea comodă a programelor şi datelor dimensionale, de accelerarea ritmului de producţie prin micşorarea timpilor neproductivi şi mărirea vitezelor de manevră, de regularitatea şi precizia lucrului, de economia de modele şi gabarite şi de micşorarea timpilor de pregătire.

Maşinile cu punerea în poziţie discontinuă. P. Naslin. În: Ingénieurs de l'automobile—Journal de la S.I.A. nr. 1,1964.

Funcţiunile de definire a amplitudinilor curselor organelor mobile şi de înlănţuire a fazelor ciclului de lucru se găsesc separate în maşinile denumite cu comandă-program, la care cursele sînt definite prin opritori sau contacte de trecere, iar înlănţuirea fazelor este înscrisă pe un tablou cu fişe. În general, opritorii şi contactele sînt „anonime". Uneori este avantajos să se identifice contactele de trecere, atribuindu-le un număr sau „adresă" în care caz fiecare linie a programului conţine nu numai indicarea condiţiilor relative la baza corespunzătoare a ciclului, ci şi indicarea numărului contactului care îi va marca sfîrşitul. Dacă se dispune de repere echidistanţate constituind o scară de măsură, indicarea numărului reperului care sfîrşeşte fiecare fază a ciclului echivalează cu enunţarea unei cote. În acest mod, comanda numerică a devenit o comandă-program.

În ceea ce priveşte comenzile numerice ale deplasărilor necoordonate, se arată că, de exemplu, problema poziţionării punct cu punct a mesei unei maşini de găurit interesează numai poziţia finală a mesei. Cele două deplasări rectangulare sînt complet independente, fiind permis să se depăşească

poziția finală, pentru fiecare dintre cele două deplasări, pentru ca apoi să se revină la aceasta.

În mașinile cu ciclu pătrat sau cubic, cum sînt unele strunguri și mașini de frezat, deplasările relative la două sau trei coordonate se fac succesiv și fără altă coordonare decît succesiunea corectă a fazelor. Deci, dispozitivele de poziționare punct cu punct pot fi puse în lucru cu unele restricții : dispunerea de o gamă mai mare de viteze de avans, netrecerea peste unele limite admisibile în depășiri etc.

Coordonatele punctelor remarcabile ale ciclului, ca și indicațiile relative la înlănțuirea fazelor pot fi introduse în mașină fie manual prin intermediul unor întreruptoare sau butoane, fie printr-un suport format de obicei dintr-o bandă perforată sau un tichet perforat.

Ca exemple de mașini cu comandă numerică cu deplasări necoordonate se dau mașini cu coloană (mașina de găurit Renault), mașini cu revolvere și depozite de unelte, mașini cu broșă orizontală, mașina de frezat CNZ-3-Ernault-Somua, strungurile Monarch, Pittler Piromat 23N, S-Pilote Ernault-Somua, precum și alte mașini, ca o presă de decupat, o mașină de cotit tuburi etc.

Încercările de a dota mașinile existente cu comandă numerică n-au avut toate succes. De cele mai multe ori mașina a trebuit complet modificată în funcție de comanda numerică. Mai mult chiar decît la mașinile clasice, frecările și jocurile sînt principalii inamici ai comenzii numerice. Primele sînt datorite mai ales glisierelor, cuplajelor hidraulice și defectelor de aliniere. Jocurile se întîlnesc între pinioane și cremaliere, între șuruburi și piulițe.

Punerea în lucrare a unei comenzi numerice este mult ușurată dacă este posibil să se modifice la dorință originea coordonatelor. Această operație poate fi efectuată foarte simplu, fie prin decalarea mecanică a organelor de măsură a deplasărilor, fie printr-un calcul elementar efectuat în momentul citirii și interpretării instrucțiunilor codificate purtate de către banda perforată a programului.

Experiența acumulată pînă acum arată o mare siguranță de funcționare a calculatoarelor numerice. Astfel, de exemplu, la un ansamblu de calculatoare cu 30 000 plachete imprimate s-au înregistrat numai trei pene lunar.

Mașinile cu punerea în poziție continuă, cu calculatoare separate. J. Ponte. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 2, 1964.

Punerea în poziție continuă permite eliminarea unor intermediare și trecerea cel mai direct posibil de la proiect la realizarea fără deformarea sau modificarea proiectului prin cerințele fabricației.

Dacă se urmărește realizarea a două găuri A și B cu o mașină de găurit cu comandă numerică, este posibil să se efectueze deplasarea AB, obținînd succesiv sau cel puțin nesincronizată mișcarea componentelor vectorului AB prin raport cu un sistem de axe carteziene bidimensional. Pe fiecare din aceste axe se poate trece cu mare viteză prin poziția B, prima coincidență dintre valoarea dată și cea citită de către sistemul de măsură comandînd anclanșarea unei viteze de deplasare mult mai redusă, al cărui sens este determinat de semnul acestei diferențe. Prin coincidențe succesive se va ajunge la o poziționare foarte precisă.

În cazul unei operații de frezare curbilinie există opt factori principali de considerat : 1 — intrarea informației, adică metoda de a specifica mașinii cotele lucrului de efectuat ; 2 — precizia cerută ; 3 — finisajul necesar ; 4 — proprietățile materialului prelucrat ; 5 — viteza sau vitezele broșei ; 6 — dimensiunile și tipul frezei ; 7 — caracteristicile mașinii-unelte ; 8 — relația dintre mișcările meselor corespunde generării piesei. Acești factori nu sînt independenți și fac o problemă complexă din comanda prelucrării piesei. Trebuie să se realizeze mișcarea simultană și variabilă în timp a trei axe ale mașinii, fără intervenția operatorului cu posibilitatea de a lua măsuri pînă la 2,5 microni și independent de jocul și elasticitatea transmisiei. În rezolvarea acestor probleme s-a procedat pe două căi : 1 — prin asocierea la mașina-unealtă a materialului electronic de transformare a informației ; 2 — prin separarea acestui material de ansamblul prelucrării, încercînd să se obțină automatizarea cea mai completă posibilă în această fază a prelucrării.

Pe cea de-a doua cale se furnizează mașinii un flux continuu de date numerice, aceste numere reprezentînd în fiecare moment poziția dorită a piesei în raport cu broșa mașinii. Aceste informații sînt furnizate printr-o panglică magnetică cu mai multe canale, produsă pe o mașină de calculat separată. Echipamentul asociat mașinii nu este decît comanda acesteia, cu circuitele sale de verificare, ceea ce evită folosirea specialiștilor și introducerea erorilor personale. Procesul comportă următoarele : 1 — stabilirea unui program care este într-un fel descrierea șirului de evoluții ale piesei în raport cu unealta ; 2 — calculatoarele „ nevorbind" aceeași „limbă" ca cel care face programul ; acest program este scris în limbaj simbolic ; 3 — acest program este trimis la un centru de calcul și înregistrare, unde o mașină calculează, plecînd de la elementele matematice furnizate de către programator, elementele matematice mult mai complexe necesare pentru înregistrarea benzii de control ; 4 — banda este înregistrată și trimisă utilizatorului ; 5 — mașina-unealtă urmărește indicațiile acestei benzi și realizează piesa.

Mașinile cu punere în poziție continuă cu mașinile de calcul integrate sau semiintegrate. R. A. Rubinstein. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 3. 1964.

Comanda numerică a deplasărilor continue ale unei mașini-unelte constă în reglarea în mod neîntrerupt a mișcării organelor sale în scopul ca traiectoria relativă a piesei față de unealtă să corespundă cu precizia cerută formei care trebuie născută. Unealta poate descrie o traiectorie complexă și în general se execută mai multe operații succesive între eboșare și finisare. Comanda numerică nu evită executarea primelor operații, dar poate economisi mai multe treceri intermediare.

Traiectoria uneltei este compusă dintr-un șir de deplasări infinitezimale după două sau trei direcții și uneori mai multe. Unealta prelucrează piesa la comanda dispozitivului care ține cont de deplasările reale succesive și de frecvența cu care acestea sînt efectuate. În dispozitivul de comandă, șirul de ordine este transformat în semnale de comandă neîntrerupte pentru a face ca unealta să descrie traiectoria cerută față de piesă. Ansamblul dispozitivului este schematizat în figura 1 (*1* — desenul piesei ; *2* — definirea piesei (manuscris) ; *3* — tichet perforat ; *4* — definirea piesei ; *5* — mașina de calcul ; *6* — programul imprimat ; *7* — perforatorul de bandă ; *8* — programul mașinii de calcul ; *9* — programul complementar ; *10* — bandă cu opt canale ; *11* — bandă magnetică ; *12* — mașină ; *13*—programul imprimat ; *14*—traductor). Instrucțiunile date mașinii de calcul universale cuprind trei părți :

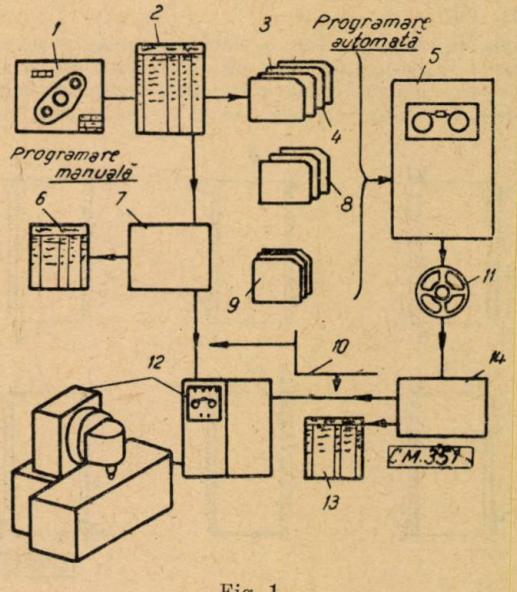


Fig. 1.

1. Programul privitor la piesă, care defineşte în oarecare măsură obiectul de executat; el cuprinde dimensiunile, toleranţele, condiţiile de tăiere, dimensiunile uneltei, ordinea de schimbare a uneltelor etc.

2. Programul general al maşinii universale de calcul, care conţine şirul de calcule ce trebuie efectuate pentru stabilirea instrucţiunilor; acest program diferă de cel care se foloseşte pentru calculele administrative: salarii, inventare etc.

3. Programul complementar, care dă informaţiile privitoare la maşina particulară căreia îi este afectat lucrul, precum şi la sistemul său de comandă; acest program este conceput astfel încît informaţiile sînt asimilabile prin sistemul de comandă şi instrucţiunile sînt convenabile maşinii alese; programul complementar conţine de exemplu informaţii asupra vitezelor broşei şi vitezelor de avans, de care dispune maşina, ca şi asupra acceleraţiilor maxime compatibile cu unele toleranţe.

Pentru o piesă curentă, calculul se efectuează în cîteva minute, rezultatele apărînd sub forma unor tichete perforate sau a unei benzi magnetice, care conţine, în cod alfa-numeric, coordonatele extremităţilor segmentelor şi instrucţiunile pentru maşină.

Comanda numerică a deplasărilor continue se aplică în prezent la patru clase principale de maşini: maşini de frezat, strunguri, maşini de desenat şi maşini de tăiere.

Înainte de a folosi comanda numerică, trebuie să se evalueze rentabilitatea sa, fără a neglija modificările tehnice şi administrative pe care le antrenează.

Rolul cadrelor în uzinele cu producţie de unităţi sau serie mică va consta mai puţin în repartizarea sarcinilor pe oameni, cît în pregătirea sarcinilor maşinilor. O dată ce operatorul a reglat maşina şi a pus-o în funcţiune, el nu mai are de intervenit în timpul executării lucrului. Uşurinţa cu care se poate face o modificare a programului permite întroducerea unor modificări ale concepţiei, fără întîrzieri sau dificultăţi. Calitatea produselor este îmbunătăţită, verificarea este simplificată şi maşinile pot funcţiona în toate schimburile. Se estimează că o maşină cu comandă numerică are productivitatea a 3—4 maşini obişnuite şi ocupă de două ori mai puţin spaţiu.

Prelucrarea cămăşilor de cilindri. În: Automobile Engineer, aug. 1963.

Linia de transfer pentru prelucrarea cămăşilor de cilindri cuprinde 10 posturi de lucru distanţate între ele la aproximativ 1,2 m. Cămăşile sînt prelucrate şi transferate în perechi paralele, în poziţie verticală. Postul 1 este încărcat manual.

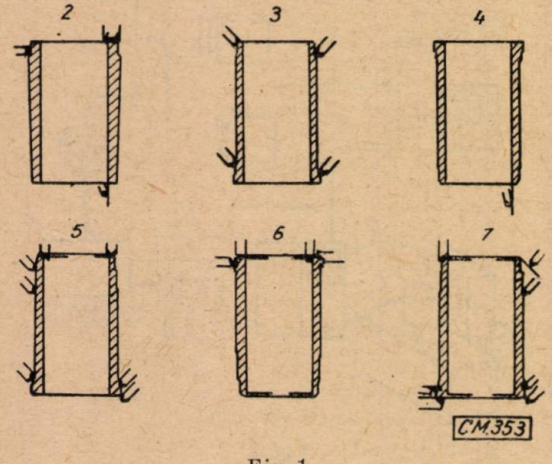


Fig. 1.

La următoarele şase posturi se efectuează alezarea, strunjirea şi prelucrarea capetelor cămăşilor (fig. 1). Căruciorul de transfer se deplasează în faţa liniei, pe rulouri.

Pe aceeaşi linie se pot prelucra trei mărimi diferite de cămăşi. Trecerea de la un tip de cămaşă la altul pretinde aproximativ 12 h.

Producţia liniei este de 400 cămăşi pe schimb. Durata trecerii unei perechi de cămăşi pe linie este de 16 min. Durata transferului de la finele unei prelucrări pînă la începutul celei următoare este de 15 s. Durata celei mai lungi prelucrări este de 90 s.

La postul 8 se execută spălarea cămăşilor cu jeturi de parafină care este trecută printr-un separator magnetic.

La postul 9 se face controlul automat al celor 10 dimensiuni principale ale unei cămăşi de cilindru. Dacă o cotă este necorespunzătoare, se aprinde un bec de avertizare la postul 9 şi la tabloul central de control, mişcarea de transfer oprindu-se. Dimensiunile sînt înregistrate automat.

La ultimul post se fac descărcarea cămăşilor de cilindru şi trecerea lor pe un conveier cu mişcare intermitentă, care le transportă la maşina de honuit.

Supraalimentarea de joasă presiune a motoarelor Diesel în doi timpi. M. Kratochvil. În: L'industrie lourde tchécoslovaque, nr. 1, 1964.

La motoarele Diesel în doi timpi, cantitatea de aer necesară umplerii cilindrilor este mai mare decît la cele în patru timpi, din cauza pierderilor prin baleiaj, şi creşte o dată cu turaţia motorului, datorită secţiunii limitate a ferestrelor de admisie şi evacuare.

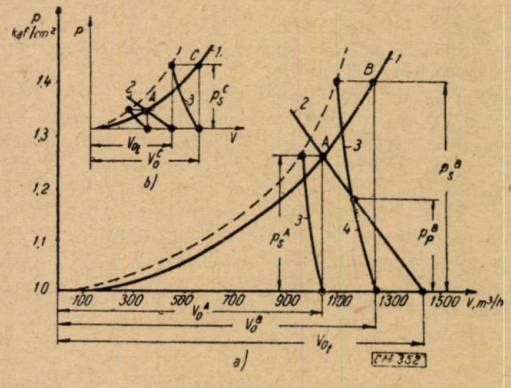


Fig. 1.

Ca urmare, la intercalarea unei turbosuflante în sistemul de evacuare în scopul supraalimentării, puterea turbinei nu acoperă consumul de putere al suflantei chiar la sarcini parţiale. De aici rezultă necesitatea ca sistemul de supraalimentare să cuprindă şi o suflantă auxiliară antrenată mecanic de motor.

În legătură cu schema de montaj a celor două agregate s-au efectuat experimentări pe motorul de serie 4D 160 P, cu patru cilindri în doi timpi, avînd diametrul cilindrului de 160 mm şi cursa pistonului de 190 mm.

În cazul montajului în serie, fie că turbosuflanta refulează aerul în suflanta auxiliară, fie că refularea are loc în sens invers, cantitatea totală de aer este comprimată succesiv în ambele trepte. La schema în paralel, turbosuflanta şi suflanta auxiliară comprimă cantităţi parţiale de aer, admise din mediul ambiant, pînă la presiunea necesară sarcinii motorului.

S-au confruntat rezultatele diferitelor variante pentru eliminarea celor necorespunzătoare. Un astfel de exemplu l-a oferit montajul în paralel, care a necesitat inserarea în sistem a unui regulator pentru corelarea parametrilor aerului refulat de cele două suflante, în funcţie de sarcina motorului.

Lucrările au dus la adoptarea montajului în serie, la care turbosuflanta tip IBZKG—PDH 16 N debitează în suflanta auxiliară Roots. Turbosuflanta este plasată central, pe o latură a motorului, pentru a fi antrenată de gazele de evacuare, vehiculate prin două conducte scurte, de lungime egală. Puterea maximă obţinută la turaţia de 1 000 rot/min este de 203,7 CP, ceea ce corespunde presiunii medii efective de 6 kgf/cm². La această sarcină, temperatura medie a gazelor de evacuare este 420°C, turaţia turbosuflantei 19 950 rot/min, iar presiunea de supraalimentare 1,4 kgf/cm². Consumul specific efectiv minim de combustibil realizat la presiunea medie de 4,75 kgf/cm² are valoarea de 172 gf/CPh.

Funcționarea schemei alese este redată în figura 1, a. Curba *1* reprezintă caracteristica de debit a motorului, la turația de 1 000 rot/min, iar dreapta *2* — caracteristica suflantei Roots. Coordonatele punctului de intersecție *A* dau presiunea de supraalimentare p_s^A și volumul de aer aspirat V_0^A la mersul în gol, la care comprimarea se realizează numai în suflanta Roots, după politropica 3. La sarcina corespunzătoare presiunii medii efective de 6 kgf/cm², volumul aspirat V_0^B este comprimat în turbosuflantă pînă la presiunea p_p^B, după politropica *4*, și apoi în suflanta Roots, pînă la presiunea de supraalimentare p_s^B. Față de mersul în gol, se observă o descărcare redusă a suflantei Roots, din cauza randamentului volumic slab al acesteia (în cazul prezentat 73%). În figura 1, b se observă că, la descărcarea totală a suflantei auxiliare la sarcini mari (randament volumic 100%), aerul nu este comprimat în această suflantă, deoarece volumul teoretic aspirat V_{0_t}, precizat de dreapta caracteristică *2*, coincide cu volumul, după comprimarea în turbosuflantă, corespunzător presiunii de supraalimentare p_s^c. Apare interesantă deci tendința de creștere a randamentului volumic al suflantei auxiliare, corelată cu adaptarea turbosuflantei, în sensul ca ea să lucreze în zona de randament maxim.

Etapa următoare a experimentărilor a avut scopul să elucideze influența secțiunii de scurgere oferită de turbină asupra parametrilor procesului. S-a constatat că reducerea secțiunii de scurgere a dus la creșterea importantă a contrapresiunii gazelor de evacuare, a volumului de aer aspirat și a presiunii aerului la ieșirea din turbosuflantă. În schimb, această reducere a secțiunii a determinat creșterea temperaturii gazelor de evacuare, impunînd adoptarea unor măsuri adecvate pentru intensificarea răcirii pistonului.

Măsuri constructive pentru evitarea ruperii osiilor la locomotive și vagoane. În: Rollenachslager in Schienenfahrzeugen (F. A. G.).

Folosirea rulmenților cu role conice la osiile locomotivelor și vagoanelor a dus în unele cazuri la ruperea osiilor în regiunea notată cu „a" în figura 1. Solicitările mărite în această regiune se datoresc bucșei care ajunge pe porțiunea îngroșată a osiei și apariției ruginii în această zonă, rugină care mărește mult frecarea.

Încercările de a înlătura fenomenul dăunător prin introducerea unei degajări suplimentare în regiunea „a" au dus la o îmbunătățire, fără a reprezenta însă o soluție definitivă a problemei, întrucît datorită toleranțelor de execuție ale

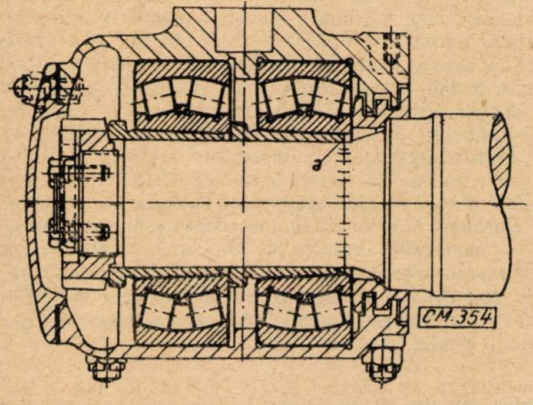


Fig. 1.

osiei și bucșei, aceasta din urmă acoperă la presare parțial sau total degajarea. S-a dovedit în decursul exploatării că încărcarea osiilor și diametrul respectiv în secțiunea periculoasă nu se găsesc într-un raport favorabil la acest gen de construcție.

Pentru a remedia acest neajuns s-a eliminat bucșa rulmentului din interior, osia fiind conică în această porțiune. S-a înregistrat astfel un progres, momentul de inerție în secțiunea periculoasă crescînd cu 60%.

Soluția recomandată astăzi comportă doi rulmenți cu role cilindrice.

Protecția și finisarea suprafețelor, la Tîrgul de mostre din Leeds, octombrie 1963. Ridley J. C. În: Rivista di meccanica, nr. 324, 1964.

Expoziția a prezentat o serie de procedee, materiale și instalații dintre cele mai interesante și caracteristice pentru protecția suprafețelor, utilizate în prezent în industria constructoare de mașini.

În cadrul obișnuitului procedeu de protejare prin acoperire s-a remarcat metoda de acoperire prin scufundare, folosită atît pentru piese mici, cît și pentru construcții metalice mari, de exemplu, grinzi încastrate pentru benzile transportoare; materialul de acoperire utilizat este clorura de polivinil. Un alt material interesant este o rășină poliesterică clorurată, folosită, în special, în cadrul industriei chimice și care, aplicată într-un strat de 0,6 mm grosime rezistă la o concentrație de 80% acid sulfuric și la o temperatură de 120°C. Nylonul „decanyl RP 0,5", în strat de 0,4 — 0,5 mm, este suficient de rezistent la uzură și șocuri; se folosește, de exemplu, pentru protejarea robinetelor de apă caldă și rece. Un nou procedeu este procedeul cu „pat fluidizat". Materialul plastic, sub formă de pulbere, este menținut în suspensie prin insuflarea aerului comprimat prin fundul perforat al recipientului în care se realizează operația; piesele sînt introduse în această atmosferă și, fiind încălzite în prealabil, se acoperă imediat cu un strat continuu, protector.

Un tratament aplicat organelor active (arbori cotiți, roți dințate etc.) pentru micșorarea uzurii și, în special, a coroziunii constă în utilizarea bisulfurii de molibden; piesele finisate, sub acțiunea căldurii și a bisulfurii de molibden, se acoperă cu un strat de culoare neagră, datorită combinației chimice ce are loc; stratul format este antigripant, permițînd mărirea presiunii specifice pe lagăre. Procedeul este aplicabil metalelor feroase și, în special, fontei.

Protecția catodică împotriva acțiunii apei de mare a fost ilustrată de o serie de instalații bazate pe principiul cunoscut. S-au remarcat însă unele aspecte inedite ale acțiunii instalațiilor respective în ce privește dispariția depunerilor vegetale în zona de acțiune directă a anozilor.

Cu toate că, în general, construcțiile din profile metalice utilizate ca suporți (stîlpi pentru liniile electrice, antene de radio sau televiziune, brațe pentru macarale etc.) au început să fie înlocuite în mare măsură prin construcții din beton armat, se fac totuși eforturi pentru realizarea unei protecții eficiente a construcțiilor metalice; un exemplu îl constituie pilonul metalic de 216 m al unei antene de televiziune, complet zincat la cald.

S-a materializat tendința de a se folosi, în special pentru piesele și construcțiile metalice mari, oțelul inoxidabil sub formă de tablă fixată în exterior. S-au remarcat cisterne și rezervoare protejate la exterior prin placare cu oțel inoxidabil. Acoperirile cu titan sînt mult mai puțin folosite din cauza costului ridicat al acestui metal. Se utilizează în ultima vreme acoperirile cu tablă de crom, care este de fapt o tablă de fier obișnuită, cu grosimea sub 0,3 mm, și în care cromul este introdus prin ambele fețe.

De cele mai multe ori, în cadrul construcțiilor navale, este necesară curățarea completă de rugină a tablei, înainte de aplicarea acoperirii necesare; o instalație prezentată în cadrul expoziției asigură prin sablare această operație, realizînd imediat însă o acoperire cu o rășină specială, într-un strat de 0,02 mm grosime, care împiedică oxidarea suprafeței pînă la o operație finală de acoperire.

Au mai fost prezentate o serie de realizări noi în cadrul instalațiilor de pompare speciale pentru acizi și lichide care conțin particule solide etc.

O nouă sculă tăietoare cu diamant natural. În: La machine moderne, decembrie 1963.

La universitatea din Chicago a fost realizată o sculă tăietoare permițînd tăierea orcărui material în așchii de ordinul 10^{-2} μm grosime; scula, avînd un tăiș din diamant natural,

a fost utilizată pentru tăierea metalelor în cadrul studiilor de structură atomică şi moleculară. O utilizare similară poate căpăta în cadrul prelucrării industriale prin aşchiere, permiţînd obţinerea unor suprafeţe de finisaj atomic, printr-o singură trecere şi fără nici o operaţie suplimentară.

Pentru realizarea tăişului se utilizează diamante între 0,02—0,05 carate care dau o lamă de 2,5 pînă la 3,5 mm; diamantul este spart după o direcţie determinată în prealabil, obţinîndu-se un tăiş iniţial ascuţit cu ajutorul pulberii de diamant.

Tăişul definitiv, avînd o grosime de ordinul 10^{-3} μm, se obţine prin rectificare cu o pulbere ultrafină, obţinută prin centrifugarea la 60 000 rot/min a unei suspensii de pulbere de diamant în ulei; pulberea fină obţinută, amestecată în ulei mineral sau glicerină, formează pasta de şlefuit utilizată. Pentru rectificarea finală se foloseşte un disc ce se roteşte cu 20 000 rot/min, fără vibraţii; controlul operaţiei se realizează cu ajutorul microscopului.

O serie de încercări au precizat posibilitatea realizării unor scule cu unghiuri de tăiere diferite, corespunzătoare materialului de prelucrat: 40—50° pentru materialele moi, elastice sau plastice, 75—80°, pentru cele dure.

Metode de asigurare a preciziei formei pieselor prin rectificarea rotundă între centre. A. M. Kuzneţov şi A. M. Vasiliev. În: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 2, 1964.

O mare influenţă asupra duratei de funcţionare a automobilelor moderne este exercitată de precizia formei şi calitatea suprafeţelor pieselor care alcătuiesc diferite îmbinări. Printre metodele de finisare care asigură caracteristici superioare pieselor, o largă răspîndire are rectificarea rotundă între centre.

În laboratoarele Institutului mecanic din Moscova s-au efectuat experimentări menite să evidenţieze dependenţa preciziei de prelucrare a pieselor rectificate faţă de o serie de factori tehnologici cum sînt mărimea şi forma abaterilor iniţiale, materialul piesei şi al pietrei de rectificat, rigiditatea sistemului tehnologic (maşină-unealtă — dispozitiv — sculă — piesă), regimul de lucru. Influenţa regimului de lucru a fost studiată în condiţia invariabilităţii presiunii radiale, putînd fi astfel exclusă influenţa dinamicii procesului de rectificare; variaţia presiunii radiale cu menţinerea constantă a celorlalţi parametri a permis să se examineze dependenţa erorilor de prelucrare de dinamica procesului.

Piesele supuse experimentărilor au fost confecţionate din materiale utilizate curent în producţia de automobile: oţel Ol 45 călit şi netratat, fontă cenuşie Sc 15—32, oţel 12HNZA cementat şi călit, oţel rapid R 9. Abaterile de formă au fost apreciate prin excentricitatea faţă de ax, curentă la piesele strunjite; s-au ales piese identice atît în ceea ce priveşte forma abaterii, cît şi valoarea absolută a acesteia. S-au folosit pietre de rectificat cu granulaţie de 40, corectate înainte de prelucrarea fiecărei piese.

Influenţa factorilor tehnologici asupra corectării abaterilor iniţiale a fost studiată pe baza preciziei obţinute prin rectificare, evaluată prin valoarea absolută a abaterii în microni şi a intensităţii (vitezei) medii de corectare, exprimată prin:

$$\Delta t = \frac{\Delta u - \frac{1}{n}\sum_{1}^{n} \Delta i}{t} \quad \mu/s \ ,$$

în care

Δu este abaterea iniţială;
Δi — abaterea rămasă după fiecare experimentare;
n — numărul de experimentări (3—5);
t — durata operaţiei.

S-a constatat că intensitatea de corectare nu este constantă în timpul rectificării, abaterea iniţială scăzînd rapid numai în prima perioadă (pînă la 5 s). În cazul unei durate mari a operaţiei, abaterea se stabilizează la un moment dat, după care corectarea încetează. Timpul în care abaterea se stabilizează este mai mic la presiuni radiale ridicate, fiecărei valori a acesteia corespunzîndu-i o anumită abatere finală.

Viteza de rotaţie a piesei nu a influenţat sensibil abaterile atinse; totuşi cele mai bune rezultate s-au obţinut la viteza de 24—26 m/min.

Mărimea şi forma abaterilor iniţiale au influenţat în general timpul de corectare, iar la creşterea rugozităţii suprafeţei, intensitatea de corectare s-a micşorat, ceea ce poate fi explicat, de exemplu, prin mărirea numărului de contacte ale pietrei cu piesa, în timpul unei rotaţii.

Intensitatea de corectare a abaterilor iniţiale a fost condiţionată de materialul piesei şi de caracteristicile pietrei de rectificat, fără ca precizia atinsă să fie afectată substanţial. Creşterea intensităţii a fost posibilă la rectificarea pieselor de oţel călit prin mărirea durităţii pietrei de rectificat; cea mai mare intensitate a fost obţinută la rectificarea oţelului rapid R 9, iar cea mai mică, la rectificarea oţelului 12 HNZA călit.

Creşterea rigidităţii sistemului tehnologic a determinat mărirea intensităţii de corectare şi ridicarea preciziei de execuţie; prin micşorarea rigidităţii sistemului sau a presiunii radiale, neregularităţile suprafeţei se măresc.

Pe baza experimentărilor au fost stabilite metodele de micşorare a abaterilor iniţiale pînă la o anumită valoare. O astfel de metodă constă în rectificarea în regim constant, asigurînd intensitatea maximă de corectare (presiune radială de 8—10 kg/cm de lăţime a pietrei şi rigiditate totală a sistemului de minimum 700 kg/mm). Metoda se aplică în cazul unor cerinţe moderate privid calitatea suprafeţei rectificate, asigurînd în timp minim abaterea maximă de 6—8 μ.

În cazul unor cerinţe mai severe se recomandă ca o primă etapă a rectificării să se execute în regim de intensitate mare (presiunea radială de 8—10 kg/cm de lăţime a pietrei şi rigiditate totală a sistemului de minimum 600 kg/mm), trecînd apoi la un regim de intensitate mai mică (presiune radială de 2—4 kg/cm de lăţime a pietrei).

Metoda asigură o abatere maximă de 4—6 μ.

Noi materiale de siliciu-bor dure şi refractare. În: Techniques mondiales, martie 1964.

În S.U.A. s-a elaborat un nou material dur şi refractar, dodecaborura de siliciu, o borură de siliciu cu conţinut înalt de bor (formula aproximativă SiB_{12}), care conţine minimum 80% B şi 6% Si şi care poate fi modificată prin adăugarea de 8% C pentru formarea de compuşi ternari, care au duritate mare şi foarte bună refractaritate.

Acest material care se prezintă sub formă de cristale romboedrice, se elaborează topind fie hexaborura de siliciu (SiB_6), fie siliciul şi borul în proporţie potrivită; topirea se efectuează la circa 2 250°C în atmosferă de argon.

Duritatea medie (măsurată cu ajutorul penetratorului Knoop) a acestui material fără carbon la o sarcină de 100 g, este de 2 624 kgf/mm² şi aceea a materialului cu adaos de carbon, de 2 868 kgf/mm²; ambele compoziţii au atins însă o duritate maximă de 3 900 kgf/mm². Încercările efectuate au arătat că aceste materiale sînt mai dure decît borul, decît carbura de bor şi decît carbura de siliciu. Borura de siliciu fără carbon are densitatea de 2,39 g/cm³, iar cealaltă, 2,5 g/cm²; punctele de topire sînt de 2 250, respectiv 2 175°C.

Măsurările efectuate pe monocristale arată că aceste materiale au o rezistenţă electrică de 0,2—10 Ω/cm.

Aceste boruri nu sînt atacate de soluţiile de acid fluorhidric, clorhidric şi azotic la temperatura ambiantă; ele se pot folosi ca materiale abrazive la fabricarea produselor refractare şi a suprafeţelor rezistente la uzură, de exemplu pentru lagăre. Dat fiind conţinutul ridicat de bor, pot fi folosite ca ecrane contra radiaţiilor nucleare sau ca materiale pentru controlul pilelor atomice.

Radiator metalic cu gaz. În: La Machine moderne, nr. 8, 1963.

În ultimul timp radiatoarele de infraroşii încălzite cu gaz au fost utilizate din ce în ce mai mult în încălzirea industrială şi tratamente termice. În cele mai multe cazuri, la aceste aparate arzătorul este format dintr-o placă ceramică perforată.

Pentru a elimina principalul inconvenient al materialului ceramic, pericolul de crăpare şi rezilienţa redusă, în Anglia s-a construit un arzător confecţionat în întregime din

metal. Acesta este constituit din trei straturi de pînză de aliaj nichel crom-fier (Inconel 600), care asigură o durată lungă de viaţă chiar la temperaturi ridicate, rezistă bine la coroziune şi la oxidare şi a cărui întreţinere nu este costisitoare ; repartiţia uniformă a amestecului aer-gaz pe toată suprafaţa de ardere este asigurată printr-o şicană aşezată în centrul camerei de destindere a arzătorului. Arderea are loc la suprafaţa pînzei metalice, iar flacăra rămîne stabilă pentru o gamă foarte largă de presiuni şi debite.

Radiatorul funcţionează la o temperatură de suprafaţă de 500 — 800 °C, variaţia de temperatură realizîndu-se prin variaţia debitului de gaz. Durata de viaţă a pînzei metalice este practic nelimitată pentru o funcţionare la 800 °C, deci un debit de căldură de 4 356 kcal/h. Acest aparat poate avea utilizări variate în industrie, datorită faptului că temperatura poate fi uşor reglată.

O nouă îmbinare etanşă a ţevilor din material plastic. În : Oelhydraulik und Pneumatik, nr. 7, 1963.

În figura 1 se arată o nouă îmbinare etanşă a ţevilor din material plastic. Îmbinarea foloseşte elementele normalizate pentru îmbinările ţevilor metalice. Ca piese noi apar inelul de strîngere şi inelul de sprijin.

Deoarece ţevile din material plastic au o sensibilitate mult mai mare la discontinuitatea suprafeţei decît ţevile metalice,

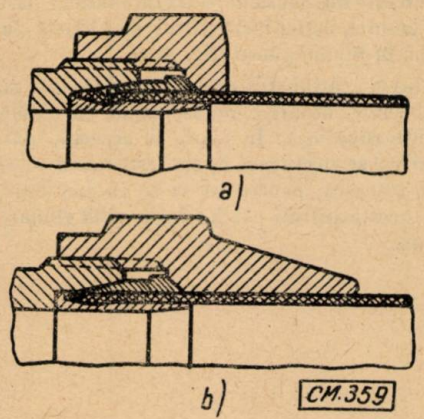


Fig. 1.

se poate utiliza îmbinarea din figura 1,b cu piuliţă olandeză avînd un ghidaj prelungit pe ţeavă. În felul acesta se poate evita ruperea ţevii din cauza vibraţiilor în imediata apropiere a îmbinării.

Acest nou sistem de îmbinare s-a dovedit a fi foarte indicat asigurînd o bună etanşare şi înlăturînd ruperea ţevilor. Întrucît se folosesc elemente comune cu cele pentru ţevile metalice, noua metodă de îmbinare este raţională şi, deci, economică.

Aparat portativ cu comandă hidraulică pentru încercările de duritate.

Instalaţiile pentru determinarea durităţii cu precizie sînt în general complicate şi costisitoare, prea voluminoase şi grele pentru a fi uşor transportabile.

Pentru a se remedia aceste inconveniente s-a realizat un aparat portativ uşor de mînuit, care poate fi folosit pe loc şi dă indicaţii rapide şi precise, datorită unui dispozitiv care măsoară adîncimea urmei pe suprafaţa a cărei duritate se măsoară. Berbecul este acţionat hidraulic şi loveşte piesa aşezată pe o nicovală reglabilă cu un resort. După ce s-a fixat suprafaţa a cărei duritate se măsoară între nicovală şi inelul care ghidează cursa berbecului, fluidul hidraulic este adus în camera de presiune acţionînd un levier care pune în mişcare pistonul pompei. Cînd presiunea a atins valoarea necesară (citită la un manometru) se acţionează un piston auxiliar cu reglaj micrometric pentru a regla presiunea fluidului care acţionează berbecul. Pentru a măsura adîncimea urmei se manevrează o manetă care face ca presiunea să nu mai acţioneze berbecul pe suprafaţa piesei ; în acelaşi timp, un resort mai puternic, cu care este prevăzută nicovala, împinge suprafaţa a cărei duritate se măsoară, care se deplasează pînă cînd se loveşte de inelul de ghidare. Această deplasare, care dă o măsurare exactă a adîncimii urmei, este înregistrată pe scala unui comparator montat deasupra aparatului. Duritatea se obţine cu ajutorul unor tabele în care sînt înscrise adîncimea urmei şi presiunea folosită.

Fabricarea tablei de aluminiu din granule metalice. În : La machine moderne, decembrie 1963.

A fost pus la punct un nou procedeu, rapid şi economic, pentru fabricarea tablei de aluminiu prin laminarea metalului sub formă de granule în loc de lingou.

Granulele de formă elicoidală se obţin prin turnarea materialului topit pe un cilindru perforat, antrenat într-o mişcare de rotaţie. După turnare, granulele sînt transportate pneumatic la un cuptor în care, în cîteva secunde, sînt încălzite la temperatura necesară, trecînd apoi în instalaţia de laminare (fig. 1).

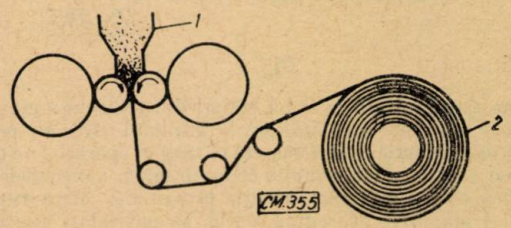


Fig. 1.

Din buncărul *1* granulele încălzite cad între cilindrii laminorului, transformîndu-se într-o foaie continuă de aluminiu ; foaia este înfăşurată în cadrul instalaţiei sub forma unui rulou *2*.

Procedeul asigură o completă şi continuă utilizare a utilajului spre deosebire de metoda discontinuă de laminare în mai multe trepte a lingourilor. În plus, procedeul permite confecţionarea unor foi metalice de lungime şi lăţime în funcţie de necesităţi, fiind adaptabil atît pentru producţie mare, cît şi pentru una redusă. Cheltuielile de investiţii şi de fabricaţie sînt minime.

Mărirea durabilităţii matriţelor cu pereţi subţiri. J. N. Mostik. În : La machine moderne, august-septembrie 1963.

Normele constructive ale poansonului şi ale matriţei impun o anumită rigiditate a lor în zona de tăiere, în special la tăierea materialelor cu grosime mare. În figura 1 este arătată

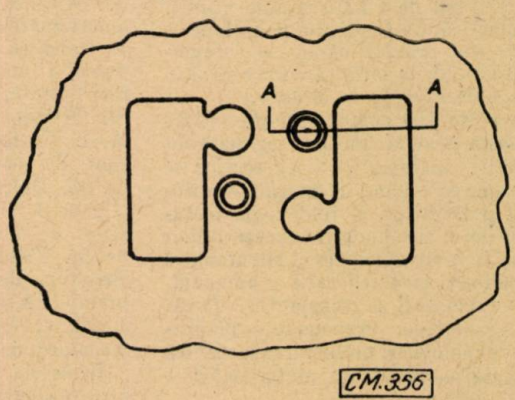


Fig. 1.

secţiunea unei matriţe pentru decuparea tablei de oţel cu conţinut redus de carbon, de 2 mm grosime.

Construcţia iniţială pentru matriţa care efectua această operaţie era o construcţie plină. Din cauza alinierii defectu-

oase a poansoanelor, datorite decupărilor incomplete, se perfora peretele matriţelor, astfel încît ele trebuiau să fie rectificate, micşorîndu-se grosimea peretelui matriţelor.

După încercări efectuate pentru a remedia acest inconvenient, s-a ajuns la soluţia utilizării unor manşoane (fig. 2: *1* — lungimea manşonului; *2* — grosimea peretelui), a căror

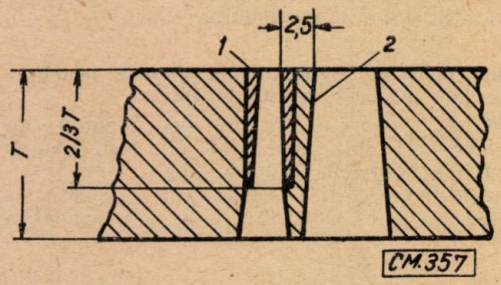


Fig. 2.

lungime este limitată la două treimi din înălţimea matriţei. Grosimea peretelui este limitată la minimul suficient pentru a suporta presiunile ce iau naştere în timpul operaţiei de decupare, iar grosimea manşonului este minimă; manşoanele sînt introduse cu cea mai mare atenţie pentru a se evita ruperea peretelui matriţei. Procedînd astfel, se pot folosi manşoane în care intervalul minim între gaura produsă accidental de poanson şi orificiul matriţei să fie de 2,5 mm.

Prin acest procedeu se poate mări durata de viaţă a matriţelor de circa trei ori.

Ştifturi de ghidare pentru matriţe. R. Isetts. În: La machine moderne, august-septembrie 1963.

Ştifturile de ghidare folosite la diferitele tipuri de matriţe sînt în general turnate din bare, obţinîndu-se forma arătată în figura 1, a (ştiftul are o mică coadă, fixată direct într-o gaură din blocul matriţei). Atunci cînd matriţa uzată se rectifică aceste ştifturi trebuie să fie scoase şi apoi introduse din nou. Prin repetarea acestei operaţii ştifturile capătă un joc, astfel că există riscul de a fi smulse de către piesă, fără ca lucrătorul să observe şi astfel să producă avarii ale matriţei sau piesei şi să rănească pe lucrător.

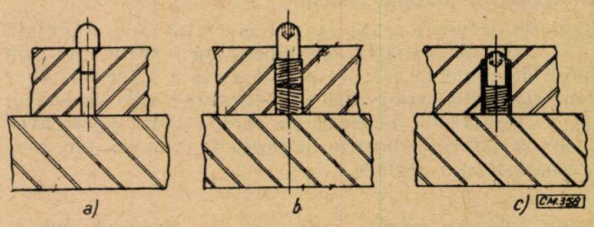


Fig. 1.

În figura 1, b este arătată o nouă metodă mai simplă şi mai bună pentru construcţia acestor ştifturi, în care se foloseşte un şurub obişnuit cu cap înecat, strunjit sau rectificat la un capăt la diametrul de ghidare. Partea filetată a acestui şurub este introdusă în gaura tarodată în partea de jos în matriţa de oţel, astfel încît ştiftul de ghidare poate fi înşurubat pînă în fundul găurii (fig. 1, c).

Alt avantaj al acestui ştift este şi faptul că este mai robust decît cel obişnuit, deoarece nu are coadă cu diametru mic, care se poate rupe uşor. În afară de aceasta, dat fiind că reglajul vertical se efectuează de sus, este inutil să se scoată, chiar să se rotească, pentru ca să se escamoteze ştifturile de ghidare. Aceste ştifturi pot fi folosite şi la ghidarea matriţei superioare.

Cronica

Cea de a IX-a sesiune ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic—Braşov

În zilele de 8 şi 9 februarie a avut loc la Braşov cea de a IX-a sesiune ştiinţifică didactică din Institutul politehnic — Braşov, cu prilejul căreia se aniversează 15 ani de la înfiinţarea învăţămîntului tehnic superior în Braşov.

Cele peste 150 comunicări prezentate în această sesiune au fost grupate în 13 secţii: matematică — energetică — mecanisme şi organe de maşini — automobile şi tractoare — tehnologia metalelor, utilajul şi tehnologia construcţiilor de maşini — silvobiologie şi silvotehnică — împăduriri şi amelioraţii — amenajament, exploatări şi transporturi forestiere — economie, organizare — planificare — tehnologia şi prelucrarea mecanică a lemnului — rezistenţa materialelor — fizică — chimie.

Astfel, în secţia de mecanisme şi organe de maşini s-au remarcat comunicările: Contribuţii la calculul cinetostatic al mecanismelor, de prof. dr. *R. Voinea*, membru corespondent al Academiei R.P.R. şi *M. C. Atanasiu*; Determinarea experimentală a pierderilor prin frecare la rulmenţii radiali cu bile, de *Gh. Trică*, *I. Drăghici*, *A. Jula* şi *Gh. Miloiu*; Cu privire la calculul cuplajelor auto cu fricţiune, de *Gh. Trică* şi *I. Drăghici*; Nomografierea calculului amortizoarelor hidraulice telescopice, de *I. Drăghici*, *A. Jula* şi *P. Alexandru*; Calculul modern al transmisiilor cu roţi dinţate, de *I. Drăghici*, *A. Jula* şi *Gh. Miloiu*; Aplicarea angrenajelor tip M. L. Novikov la reductoarele unităţilor de pompaj petroliere romîneşti, de *Gh. Drăghici*, *N. Popa* şi *C. Vulpe* (Uzina 1 Mai); Dimensionarea lagărelor de alunecare de turaţie mare, de *M. Tofan* (Uzina Hidromecanica — Braşov); Realizarea primelor turboambreiaje TA 500 C, echipate cu angrenaje Novikov, executate de Uzina Hidromecanica, de *C. Wanyoreck* şi *Gh. Miloiu*.

În secţia de automobile şi tractoare s-au prezentat referate valoroase, printre care se citează: Încercarea de etanşeitate a elementelor pompei de injecţie, de *Gh. Bobescu* şi *Gh. Radu*; Studiul automatizării sistemului de răcire la motoarele de automobil, de *M. Untaru*, *Gh. Bobescu*, *V. Cîmpeanu* şi *N. Seitz*; Mărirea durabilităţii tractorului în exploatare, de *I. Erlitz*, *D. Abăităncei*, *S. Năstăsoiu* şi *T. Budu* (Uzinele Tractorul—Braşov); Aparat pentru determinarea calităţii dinamice a automobilelor, de *V. Cîmpeanu* şi *N. Seitz*; Criterii de alegere a reglajului optim la carburatoare, de *C. Ivăneanu* (Uzina Steagul roşu — Braşov), *E. Ionescu*, (I.P.B.) şi *D. Petrescu* (Uzina Steagul roşu — Braşov); Influenţa toleranţei de închidere a sistemului de ambielaj-liniechiulasă asupra raportului de compresiune şi a energiei de turbionare cu aplicaţii la motorul D 103, de ing. *Gh. Munteanu*, *I. Ciobotaru* şi *T. Budu* (Uzina Tractorul — Braşov); Determinarea neuniformităţii compoziţiei amestecului aer-combustibil la motorul SR-211, de *Gh. Văcaru*; Încercări privind îmbunătăţirea legii de reglaj a avansului la aprindere pentru motorul SR-211, de *M. Bogdan*, *H. Farsch*, *D. Opincă*, *D. Petrescu* şi *I. Tarţa* (Uzina Steagul Roşu — Braşov); O problemă de stabilitate a flăcării tubulente în camera de ardere, de *M. Tofan* (Uzina Hidromecanica — Braşov); Studiu privind îmbunătăţirea performanţelor motorului SR-207 prin variaţia formei constructive a

tubulaturii de admisiune, de *D. Abăităncei* și *I. Tarța* (Uzina Steagul roșu — Brașov); Frecvențe proprii în transmisia autocamionului SR, de *F. Dudiță*; Încercarea amortizoarelor hidraulice telescopice indigene, de *I. Drăghici, A. Jula, P. Alexandru* și *C. Rădulescu*; Asupra alegerii tipului de amortizor pentru automobilele indigene, de *I. Drăghici, A. Jula* și *P. Alexandru*.

În secția de tehnologie a prelucrărilor, s-au prezentat, între altele, referatele: Sudabilitatea diferitelor oțeluri cu stabilitate scăzută, în construcții expuse coroziunii și temperaturilor mari, de *Gh. Ionescu, V. Fiterău, Al. Constantinescu* și *C. Bogdan*; Axe cu came turnate din fonte aliate în construcția motoarelor auto, de *I. Bratu, O. Vătășan* și *E. Jacab*; Încercări de superfinisare a căilor de rulare ale inelelor de rulmenți cu discuri cu lianți de bachelită, de prof. dr. *S. Crișan* și *Gh. Secară*; Duritatea discurilor abrazive, de prof. dr. *S. Crișan, Gh. Secară* și *Gh. Boncoi*; Studiul și adaptarea mașinilor de încercat la tracțiune-compresiune pentru determinarea capacității de ambutisare a tablelor, de *I. Stănescu, C. Iliescu, A. Pîrvulescu* (Uzinele Emailul roșu — Mediaș); Încercări cu pastile mineralo-ceramice, de *G. Drăghici* și *Gh. Obaciu*; Studiu critic asupra parametrilor frezelor, de *L. Sauer* și *I. Popescu*; Prelucrarea la rece, procedeu de mare productivitate, de *C. Drobotă, I. Popa, I. Sincu* (Uzinele 30 Decembrie — Cugir); Încercări de înlocuire a operației de eboșare prin frezare la fabricarea arborilor canelați, prin forjarea canelurilor pe principiul laminării multiple, de *M. Mureșan*; Procedeul de turnare a segmenților în tobe cu inele, de ing. *I. Stanomir* și *C. Borzea* (Atelierul de automotoare — Brașov).

În secția rezistența materialelor s-au prezentat 11 referate dintre care se menționează: Studiul rezistenței ferurii ridicătorului hidraulic de la tractorul 650 Universal, de prof. *I. Coșereanu, I. Deutsch, I. Goia, T. Neamțu* și *I. Stanciu*; Determinarea solicitărilor ramei autocamionului SR-131 cu ajutorul tensometriei, de *I. Deutsch, I. Goia, A. Grădinaru* și *T. Neamțu*; Metodica cercetării experimentale a comportării dinamice a autocamionului SR—131, de *I. Jakab, Cr. Teodosiu, I. Rugină* și *Fl. Dudiță*; Cercetări asupra rezistenței bielei motorului SR-211, de *P. Sima*; Contribuții la studiul dinamic al mecanismului pentru ghidarea suspensiei hidropneumatice a autovehiculelor, de *V. Olaru* și *L. Benche*.

Comunicările prezentate la această sesiune au avut un înalt nivel tehnico-științific, fiind în strînsă legătură cu cele mai actuale și mai importante probleme ale economiei naționale.

Tîrgul de primăvară de la Leipzig

Între 1 și 10 martie 1964 a avut loc la Leipzig tradiționalul tîrg de primăvară sub lozinca: „Progresul tehnic în slujba comerțului liber internațional", reprezentînd un prilej de întîlnire a oamenilor de afaceri de pe toate continentele. La acest tîrg au participat organizații comerciale și firme producătoare din 63 țări, experți și oameni de afaceri din 90 țări ale lumii. Ca și în anii trecuți, tîrgul din primăvara acestui an a fost un tîrg al industriei constructoare de mașini. Caracteristicile principale ale exponatelor din primăvara acestui an sînt:

— posibilitățile de automatizare a proceselor tehnologice, ținîndu-se seamă de gradul de rentabilitate;

— extinderea domeniului de folosire a mașinilor-unelte obișnuite prin utilizarea unor dispozitive anexe și prin automatizarea lor;

— posibilitatea transformării mașinilor simple în posturi pentru linii automate.

Cea mai mare parte din suprafața tîrgului a fost ocupată de pavilioanele țărilor socialiste; larg reprezentate au fost și numeroase firme din țările occidentale: S.U.A., Anglia, Franța, Germania occidentală.

În pavilioanele importante ale Tîrgului s-au prezentat produse ale industriei constructoare de mașini și utilaje și ale industriei aparatelor de măsură. Produsele prezentate au atras atenția prin înalta calitate și larga lor varietate. Țara gazdă — R.D.G. — a expus un mare număr de produse, de la instalații industriale complexe pînă la aparatele optice ale uzinelor Zeiss.

Pavilionul Republicii Populare Romîne s-a evidențiat prin numeroasele produse noi ale industriei constructoare de mașini care au fost prezentate. Instalația de foraj 3DH-200A pentru forarea pînă la 5 000 m, produsă de Uzinele 1 Mai—Ploiești a obținut medalia de aur a acestui tîrg; de asemenea, a fost expusă și locomotiva Diesel electrică, construită de uzinele Electroputere — Craiova, în colaborare cu alte uzine din țară.

La intrarea în pavilion a fost expus un grup de mașini-unelte printre care s-au remarcat: strungul Carusel, cu diametrul de 1250 mm, freza universală FU-1, strungul SN-320 etc. Printre exponatele țării noastre au mai putut fi văzute mașini pentru prelucrarea lemnului, mașini textile, camioane, tractoare U-65 și altele.

Un viu interes l-a trezit microscopul universal de cercetare MC-1, care a fost apreciat pentru performanțele sale tehnice.

Pavilionul romînesc, construit în stil național, a fost vizitat zilnic de delegații guvernamentale, personalități politice, reprezentanți ai diferitelor firme comerciale, cunoscuți oameni de afaceri, tehnicieni și specialiști din diferite țări ale lumii, dintre care mulți au apreciat calitatea produselor romînești prezentate. Specialiștii romîni, reprezentanți ai diferitelor întreprinderi, au stat zilnic la dispoziția vizitatorilor care cereau explicații detaliate asupra produselor noastre. S-au dus tratative și s-au încheiat contracte comerciale.

Tîrgul de primăvară de la Leipzig, cu ocazia căruia s-a dovedit înalta calitate a produselor romînești și potențialul mereu crescînd, se poate înscrie în rîndul manifestațiilor pașnice ale tuturor țărilor în slujba progresului tehnic și a colaborării economice între state.

RECENZII

V. COSOROABĂ. **Compresoare de aer cu piston.** București, Editura tehnică, 1964, 304 pag.

Constituită din trei părți, lucrarea tratează problemele construcției, funcționării și exploatării compresoarelor de aer cu piston, de presiuni sub 10 at și debite pînă la 50 m³/min.

Prima parte este destinată construcției și funcționării compresoarelor de aer cu piston și cuprinde 4 capitole.

Capitolul 1 se referă la domenii de utilizare, principiu de funcționare și clasificare.

În capitolul 2 se examinează procesele de lucru, caracteristicile tehnice și dinamica compresorului cu piston. Pentru început se prezintă ciclurile teoretice și ciclul real al compresorului cu un singur etaj și cu două etaje, apoi se stabilesc expresiile coeficientului de debit, puterilor și randamentelor. În continuare se precizează natura forțelor și momentelor care acționează asupra organelor compresorului și se studiază echilibrarea diferitelor tipuri constructive.

Capitolul 3 este consacrat elementelor constructive. După organele fixe și echipajul mobil sînt descrise supapele de distribuție (automate, cu taler plan, conic și bombat, cu disc de etanșare, cu lamele elastice și rigide, cu flux drept, în formă de turelă), precum și sistemele de distribuție comandată, utilizate mai rar. În paragrafele următoare se prezintă instalația de ungere (rol, ungerea cilindrilor și a lagărelor, elemente componente), instalația de răcire cu apă și cu aer, regulatorul de debit, filtrele de aer, amortizoarele de zgomot și recipienții de aer comprimat.

În capitolul 4 sînt date caracteristicile tehnice și funcționale ale compresoarelor de aer cu debit mare, mediu și mic fabricate în R. P. R.

Partea a doua este formată din 8 capitole, în cadrul cărora autorul se

ocupă de întreținerea și exploatarea compresoarelor de aer cu piston.

Începînd cu noțiuni generale despre ungerea compresorului, capitolul 5 continuă cu examinarea caracteristicilor lubrifianților trecînd apoi la întreținerea instalației de ungere. În capitol sînt indicate proprietățile uleiurilor folosite pentru ungerea cilindrilor, normele de consum de ulei, operațiile de întreținere și procedeele de regenerare a uleiului.

Întreținerea instalației de răcire și controlul răcirii fac obiectul capitolului 6. Și aici se menționează măsurile ce trebuie luate periodic pentru a asigura eficiența instalației; în afară de acestea, se prezintă cîteva echipamente de avertizare și oprire a compresorului în cazul cînd temperatura apei depășește limita admisibilă.

După întreținerea supapelor (prevenirea și înlăturarea defecțiunilor, controlul etanșării — capitolul 7), următoarele două capitole tratează problemele legate de aspirația și refularea aerului. Astfel, capitolul 8 este destinat rolului și întreținerii filtrelor de aer, iar capitolul 9 — reglării debitului și a presiunii aerului. Dispozitivele descrise servesc la reglarea „tot sau nimic" și la reglarea continuă.

În capitolul 10 se analizează deranjamentele care pot apărea în funcționare: bătăi în organele mobile, încălzire anormală a unor piese, defecte constatate cu ajutorul diagramei indicate. Problema este reluată în capitolul 11 referitor la exploatarea, întreținerea și deservirea compresorului, în care se expun cauzele și metodele de remediere a defecțiunilor principale în funcționare. În plus se dau aici indicații asupra pregătirii compresorului pentru prima pornire, rodajului, pornirii și opririi.

În capitolul 12 sînt formulate prescripțiile de tehnica securității muncii la exploatarea compresoarelor.

Partea a treia cuprinde 8 capitole, privind antrenarea și instalarea compresoarelor și compresoare speciale.

După prezentarea succintă a compresoarelor acționate manual (capitolul 13), lucrarea continuă cu examinarea diferitelor metode de antrenare a compresoarelor. În acest sens, capitolul 14 redă caracteristicile și criteriile de utilizare a transmisiilor prin curele, angrenaje, cuplaje și ambreiaje, cu evidențierea avantajelor și dezavantajelor fiecăreia. Caracteristicile mașinilor folosite pentru antrenare sînt descrise în capitolele 15 și 16: motoare electrice și motoare termice. În primul dintre acestea se insistă asupra motoarelor de curent alternativ, utilizate pe scară largă datorită avantajelor lor și răspîndirii aproape universale a rețelelor de curent alternativ; în cel de-al doilea, un loc corespunzător îl deține problema pornirii motorului cu aprindere prin scînteie sau prin comprimare utilizat.

Capitolul 17 se referă la motocompresoare de construcție specială (monobloc și cu pistoane libere), iar capitolul 18 conține indicații asupra instalării compresoarelor stabile. Relațiile de calcul și datele practice privind proiectarea fundațiilor și conductelor sînt aplicate în două exemple numerice.

Capitolul 19 cuprinde informații în legătură cu compresoarele mobile de atelier, compresoare-remorcă și autopropulsate; în capitolul 20 se prezintă criteriile de alegere a tipului și mărimii compresorului, în conformitate cu caracteristicile constructive și funcționale și cu cerințele exploatării.

Lucrarea contribuie la răspîndirea într-o măsură mai largă a cunoștințelor despre compresoarele cu piston, fiind destinată în principal personalului tehnic-inginerese care se ocupă cu exploatarea întreținerea și repararea acestor mașini. Datele de exploatare și descrierea variantelor constructive sînt utile, de asemenea, și celor care activează în sectoare de proiectare și fabricație.

G. Z.

L. I. VARLAMOV. **„Stații de încercare a motoarelor cu piston și cu turbină cu gaze".** Moscova, Mașghiz, 1963.

Un rol deosebit de important în crearea motoarelor cu ardere internă, avînd indici tehnico-economici ridicați, îl joacă încercările de serie și experimentale. Calitatea, siguranța, durata de funcționare a motoarelor fabricate depind în mare măsură de metodele și regimurile încercărilor, de tipul standurilor, frînelor și aparatelor de măsură și control. Aceste încercări permit aprecierea obiectivă a construcțiilor noi de motoare și scurtarea termenelor de asimilare.

Literatura de specialitate existentă care tratează aceste probleme se referă în special la metodica încercărilor și măsurărilor, fără a dezvolta chestiunile privind cerințele pe care trebuie să le satisfacă stațiile de încercări în ceea ce privește organizarea și repartizarea utilajului, mecanizarea și automatizarea încercărilor în industrie, reducerea zgomotului, tehnica securității etc.

În lucrarea lui L. I. Varlamov: „Stații de încercare a motoarelor cu piston și cu turbină cu gaze" este prezentată experiența existentă în domeniul proiectării, construcției utilajului și exploatării stațiilor și laboratoarelor de încercări. Problemele legate de utilajul folosit în încercări, aparatura de măsură și control, sistemele de automatizare și reglaj, metodica măsurării nu sînt studiate în această lucrare, ele fiind dezvoltate pe larg în literatura tehnică existentă.

Materialul prezentat în lucrare cuprinde 172 pagini grupate în 11 capitole, 48 figuri și 4 anexe, fiind destinată inginerilor și tehnicienilor care efectuează încercări de serie, de uzină și experimentale ale motoarelor cu ardere internă.

În primul capitol autorul prezintă succint încercările motoarelor cu ardere internă. În cele trei paragrafe ale capitolului se analizează rolul și caracterul încercărilor, cerințele pe care trebuie să le satisfacă stațiile de încercare și alcătuirea instalațiilor de încercare.

Frînele și dispozitivele de frînare constituie obiectul celui de-al doilea capitol în care se dau recomandările generale pentru alegerea frînei, după care se prezintă tipurile principale de frîne: mecanice, aerodinamice, hidraulice, electrice și cu inducție. Capitolul se încheie cu prezentarea dispozitivelor de frînare; acestea se montează între motor și frînă și pot fi de tipul cuplajelor de angrenare, reductoarelor sau cuplajelor de alunecare. Autorul insistă în mod deosebit asupra cuplajelor de alunecare electromagnetice.

Cel de-al treilea capitol al lucrării se ocupă de tipurile instalațiilor de încercare în care sînt analizate două categorii de instalații: fără recuperare de energie și cu recuperare de energie. În cadrul primei categorii de instalații, autorul prezintă pe scurt instalația pentru rodarea la rece a motoarelor, standurile cu frînă aerodinamică, instalația de încercare cu frînă hidraulică, instalația cu frînă hidraulică și electromotor de pornire, instalațiile cu frînă electrică și mașini de curent continuu, instalațiile cu frînă electrică și electromotoare de curent alternativ, instalația de încercare cu frînă inductivă și instalația de încercare cu frînare combinată. Cea de-a doua categorie cuprinde: instalațiile cu electromotoare sincrone sau asincrone cu modificarea turației, instalațiile cu electromotoare asincrone fără modificarea turației și instalațiile cu mașini de curent continuu.

În capitolul al patrulea, care se ocupă de standurile de încercare și sistemele de măsurare, autorul prezintă tipurile de standuri de încercare pentru măsurarea puterii, sistemele de măsurare a puterii (mecanice, hidraulice și electrice) și sistemele de control și comandă.

O importanță deosebită este acordată sistemelor de alimentare și de deservire a instalațiilor de încercare, care constituie obiectul celui de-al cincilea capitol. Autorul descrie sistemele de combustibil de ulei de răcire, de evacuare a gazelor și de aspirație a aerului, după care arată modul de determinare a consumului de aer și a rezistențelor hidraulice. De asemenea, este studiată răcirea cu injecție de apă a gazelor evacuate.

În capitolul 6 este tratată problema tehnicii securității și asigurarea normelor sanitare industriale în stațiile de încercări.

Un capitol interesant al lucrării îl constituie capitolul al șaptelea în care autorul expune o serie de recomandări pentru proiectarea stațiilor de încercare. Atrag în mod deosebit atenția problemele legate de componența stațiilor de încercare, dispunerea instalațiilor de încercare, calculul numărului de standuri, calculul suprafețelor necesare, alegerea tipului și dispunerea mijloacelor de ridicat și transportat și construcția clădirilor.

Capitolul 8 are ca obiect reducerea zgomotului în stațiile de încercare, în care autorul analizează, printre altele, metodele de reducere a zgomotului, prezintă materialele cu proprietăți fonice corespunzătoare și studiază schemele și construcția dispozitivelor de amortizare a zgomotelor.

În cel de-al noulea capitol autorul dezvoltă problemele legate de laboratoarele de motoare și laboratoarele gazodinamice. Un interes deosbite îl prezintă

instalaţiile pentru încercarea compresoarelor, turbinelor, camerelor de ardere pentru turbine cu gaze şi pompelor de motoare. Autorul studiază şi problema încercării motoarelor în condiţii climatice deosebite.

Capitolul al zecelea prezintă cîteva chestiuni legate de serviciile speciale şi auxiliare, dispozitive şi sisteme, iar ultimul capitol tratează problema mecanizării şi automatizării proceselor în staţiile de încercări.

În concluzie, lucrarea, deşi dezvoltată pe un volum relativ restrîns în raport cu problemele pe care le tratează, este deosebit de utilă inginerilor şi proiectanţilor care lucrează în uzinele constructoare de motoare cu ardere internă, turbine şi compresoare şi poate fi folosită la proiectarea unor noi laboratoare în institutele tehnice de învăţămînt superior.

Ing. *Vsevolod Radcenco*

V. I. K R U T O V. **Reglajul automat al motoarelor cu ardere internă.** Moscova, Maşghiz, 1963.

Ritmul de dezvoltare şi utilizarea pe scară din ce în ce mai largă a motoarelor cu ardere internă în numeroase ramuri ale energeticii mondiale au orientat, mai ales în ultimii ani, eforturile institutelor de cercetări şi uzinelor constructoare de motoare spre realizarea unor instalaţii energetice echipate cu motoare cu ardere internă, complet sau parţial automatizate, în funcţie de cerinţele consumatorului. Introducerea automatizării şi în particular a reglajului automat se desfăşoară în paralel cu dezvoltarea multilaterală a bazelor teoretice ale automaticii şi reglajului. În ultima perioadă de timp au apărut numeroase lucrări care tratează problemele generale ale automatizării cu utilizarea aparatului matematic modern.

În lucrarea lui V. I. Krutov, „Reglajul automat al motoarelor cu ardere internă" se acordă o atenţie deosebită proprietăţilor pe care le are motorul ca obiect reglabil. Din acest punct de vedere sînt analizate particularităţile constructive ale organelor de comandă ale sistemului de alimentare cu combustibil, caracteristicile motoarelor, pompelor de combustibil şi consumatorilor. De asemenea, sînt studiate condiţiile de lucru ale motoarelor şi condiţiile impuse de consumatori în diferite cazuri, precum şi acelea care determină necesitatea instalării regulatorului de turaţie. În lucrare sînt prezentate schemele şi construcţiile principalelor tipuri de regulatoare automate, fiind expuse elementele de calcul static şi dinamica reglajului.

Lucrarea, dezvoltată în 11 capitole, are 624 pagini cuprinzînd 331 figuri, fiind destinată studenţilor care se specializează în motoare cu ardere internă, precum şi inginerilor, cercetătorilor ştiinţifici care se ocupă cu problemele reglajului automat al motoarelor cu ardere internă.

În primele două capitole, autorul prezintă pe scurt istoria dezvoltării reglajului automat al motoarelor şi sistemele de reglaj ale motoarelor cu ardere internă.

În capitolul al treilea, motorul cu ardere internă este studiat ca obiect reglabil, fiind analizate regimurile de lucru ale motoarelor, caracteristicile consumatorilor, caracteristicile externe şi parţiale de turaţie şi caracteristicile de sarcină ale motoarelor cu ardere internă. De asemenea, se studiază stabilitatea şi factorul de stabilitate al regimurilor de funcţionare ale motoarelor, condiţiile de instalare a regulatorului pe motor, caracteristicile de regulator ale motoarelor şi momentul de inerţie redus al motorului şi agregatelor cu care este cuplat.

În acest capitol autorul subliniază faptul că reglajul automat al motoarelor cu ardere internă este un proces deosebit de complex legat de variaţia parametrilor termici, mecanici şi gazodinamici care depind de sarcina şi turaţia motorului. Procesul de reglaj automat, adică procesul de stabilire a regimului de turaţie impus se realizează prin variaţia cantităţii de energie dezvoltată de motor care este determinată de cantitatea de combustibil introdusă în cilindru şi de randamentul efectiv al motorului. Deoarece reducerea artificială a randamentului efectiv în scop de reglaj nu este raţională, menţinerea constantă a turaţiei la variaţia sarcinii sau variaţia turaţiei trebuie realizate acţionînd asupra organelor de comandă a sistemului de alimentare cu combustibil.

În capitolul următor, al patrulea, se studiază repartizarea optimă a sarcinii în cazul unor instalaţii energetice alcătuite din mai multe motoare Diesel care lucrează în paralel. Autorul analizează randamentul acestor instalaţii, condiţiile repartizării optime a sarcinii, repartizarea optimă a sarcinii între motoare identice şi prezintă metodele grafice şi tabelare de stabilire a repartizării optime a sarcinii.

În capitolul al cincilea sînt prezentate şi studiate regulatoarele automate de turaţie. Astfel, autorul analizează printre altele funcţionarea şi calculul regulatoarelor cu acţiune directă şi indirectă, ansamblul regulator-motor, funcţiile ajutătoare ale regulatoarelor automate şi dirijarea regimurilor de turaţie ale motoarelor.

Statica reglajului automat constituie obiectul celui de-al şaselea capitol al lucrării. În acest capitol se prezintă calculul regulatorului mecanic cu acţiune directă pentru toate regimurile, calculul regulatorului pneumatic pentru toate regimurile, calculul regulatorului hidraulic pentru toate regimurile şi calculul regulatorului cu acţiune indirectă. De asemenea, autorul studiază gradul de iregularitate şi de insensibilitate al regulatorului, funcţionarea regulatoarelor la funcţionarea în paralel a motoarelor, masa redusă a regulatorului şi organelor sistemului de alimentare cu combustibil al motorului, factorul de stabilitate al elementului sensibil al regulatorului şi liniaritatea caracteristicilor de regulator ale motoarelor.

În capitolele al şaptelea şi al optulea autorul prezintă ecuaţiile mişcării elementelor sistemelor de reglaj automat al motoarelor cu ardere internă şi respectiv ecuaţiile mişcării sistemelor de reglaj automat. Astfel, printre altele, autorul stabileşte problemele dinamicii reglajului automat, analizează ecuaţia mişcării motorului cu ardere internă ca obiect reglabil şi a elementului sensibil, forţele de frecare care acţionează în mecanismul regulatorului şi organele sistemului de alimentare cu combustibil, ecuaţiile diferenţiale ale mişcării elementelor sistemelor de reglaj, noţiunea de caracteristică de frecvenţă şi caracteristicile de frecvenţă ale elementelor sistemelor de reglaj. De asemenea, se studiază ecuaţia mişcării sistemului cu reglaj direct şi indirect fără legătură inversă, ecuaţia mişcării sistemului de motoare legate în paralel etc.

În capitolul al noulea, autorul dezvoltă problemele legate de stabilitatea sistemelor de reglaj automat, precizînd noţiunile de proces tranzitoriu şi de stabilitate a sistemelor de reglaj automat, precum şi criteriile de similitudine a proceselor tranzitorii şi de stabilitate.

Analiza calităţii proceselor tranzitorii în sistemele de reglaj automat al motoarelor constituie obiectul celui de-al zecelea capitol al lucrării.

În ultimul capitol cu caracter aplicativ, autorul analizează funcţionarea sistemului de reglaj automat al motorului Diesel KD-35-NATI.

În concluzie, lucrarea lui V. I. Krutov „Reglajul automat al motoarelor cu ardere internă" poate fi considerată deosebit de utilă, atît pentru studenţii din institutele tehnice superioare, cît şi pentru inginerii din institutele de proiectare sau uzinele constructoare de motoare cu ardere internă.

Ing. *Vsevolod Radcenco*

W. G. H o l z b o c k. **Aparate pentru măsură şi control** (Instruments for Measurement and Control), New York, Reinhold, ediţia a II-a, 1962, 391 pag.

În lucrare este descrisă aparatura utilizată în industrie pentru măsurarea diferitelor mărimi care caracterizează procesul de producţie, cum sînt: temperatura, presiunea, consumul de materiale etc., precum şi pentru menţinerea automată a acestora în limite admisibile.

Din cele 14 capitole ale lucrării, primele nouă sînt consacrate instrumentelor de măsură.

În capitolul unu se prezintă aparatura pentru măsurarea temperaturilor: termometre cu gaze şi cu lichide, aparate bazate pe sisteme electrice (termocuple, termometre cu rezistenţă electrică, pirometre optice). Cu acest prilej se studiază în detaliu metodele de compensare în funcţie de parametrii mediului înconjurător. De asemenea, se examinează traductoarele utilizate la termometre pentru măsurare de la distanţă.

Capitolul doi este destinat dispozitivelor pentru măsurarea umidităţii gazelor şi corpurilor solide. Astfel, se dau informaţii asupra higrometrelor înregistratoare şi indicatoare, bazate pe deformarea elementului sensibil, asupra determinării punctului de rouă. În legătură cu măsurarea umidităţii corpurilor solide,

sînt descrise aparatele bazate pe variaţia conductibilităţii şi a capacităţii electrice.

În capitolul trei se prezintă aparatele pentru măsurarea presiunior, începînd cu manometrele obişnuite cu tub Burdon şi terminînd cu vacuummetrele cu ionizare. Şi în acest capitol sînt prevăzute traductoarele pentru transmiterea semnalului la dispozitivul înregistrator.

Capitolul patru se referă la dispozitivele utilizate pentru măsurarea vitezelor de scurgere şi a consumurilor, lucrînd după principiul manometrului diferenţial, al giroscopului etc.

În capitolele cinci, şase şi şapte este descrisă aparatura de măsură a nivelului, densităţii şi viscozităţii lichidelor.

După prezentarea diferitelor tipuri de tahometre (capitolul opt), în capitolul nouă se examinează utilajul pentru analiza gazelor şi a produselor lichide obţinute în procesele industriale. Principiul de funcţionare al acestora se bazează pe conductibilitatea termică, efectul paramagnetic, colorimetrie, spectrografie, refracţie etc.

Următoarele patru capitole sînt destinate construcţiei şi funcţionării diferitelor tipuri de regulatoare: automate, electrice, pneumatice şi hidraulice, precum şi regulatoare cu program. Problema este reluată în ultimul capitol al lucrării, cu referire la mecanismele de control al parametrilor funcţionali.

Lucrarea este prevăzută cu indice de materii şi de tehnologie.

Conform indicaţiilor autorului, lucrarea are drept scop să informeze asupra aparatelor de măsură şi control existente, servind la alegerea acestora în funcţie de cerinţele specifice ale diferitelor procese industriale. De asemenea, este utilă constructorilor de astfel de dispozitive şi aparate noi, necesare îndeosebi pentru producţia modernă în flux tehnologic.

J. Krautkrämer şi H. Krautkrämer. **Încercarea materialului cu ultrasunete.** Berlin, Springer Verlag, 1961, 501 pag., 147 fig., 9 tabele.

Literatura de specialitate în domeniul încercării materialelor prin ultrasunete este destul de redusă, lucrarea respectivă completînd această lipsă atît în ce priveşte teoria ultrasunetelor, cît şi diferitele metode de încercări utilizate.

În cadrul primului capitol sînt prezentate în primul rînd fenomenele oscilatorii, forma undelor ∞ şi aspectele particulare de rezonanţă şi interferenţă. Se prezintă expresiile uzuale folosite şi se precizează valorile lungimilor de undă în funcţie de frecvenţă pentru oţel, aluminiu şi apă.

În mod suficient de amplu sînt prezentate aspectele gometrice, reflecţia şi refracţia undelor pe suprafeţele plane, curbe, concave şi convexe. Se analizează modul de formare a cîmpului de ultrasunete şi condiţiile de reflectare a undelor.

Atenuarea ultrasunetelor în corpurile solide, absorbţia, difuzia şi valorile de atenuare în diferite materiale metalice şi nemetalice, fac obiectul următorului paragraf. Se continuă cu problemele generatoarelor şi receptoarelor de ultrasunete, efectul piezoelectric şi descrierea materialelor piezoelectrice. Capitolul se încheie cu o scurtă descriere a generatoarelor de ultrasunete prin efectul magnetostrictiv.

Capitolul următor începe cu clasificarea procedeelor de încercare a materialelor în funcţie de mărimea de măsurat. Se descrie în primul rînd procedeul de verificare prin rezonanţă; se prezintă agregatele utilizate în general pentru determinarea grosimilor.

Paragraful următor cuprinde verificarea prin procedeul intensităţii, utilizat la descoperirea defectelor în plăci.

În legătură cu procedeele de verificare timp-intensitate, utilizate pentru depistarea defectelor în cazul general, sînt descrise principiile aparatelor impuls-timp (IL) şi modulaţie de frecvenţă (FM); paragraful cuprinde o amplă descriere a aparatajului şi a schemelor electrice respective. Sînt prezentate de asemenea un mare număr de dispozitive auxiliare pentru măsurarea grosimilor indicatoare automate, înregistratoare, aparate fotografice şi amplificatoare. Este sumar descris procedeul „timp" utilizat la măsurarea grosimilor.

Capitolul mai tratează sumar şi procedeul de măsurare prin compararea fazelor între unda reflectată şi cea incidentă.

Ultimul capitol reprezintă o descriere generală a tehnicii de verificare.

Se precizează influenţa calităţii şi formei suprafeţei asupra preciziei determinărilor, evidenţiindu-se eliminarea acestor influenţe cu ajutorul cuplajului printr-un mediu de tranziţie. Se prezintă metodica de determinare a capului de verificare necesar, în funcţie de frecvenţa ultrasunetului, precum şi probele de reflexie exemplificate pe baza a numeroase diagrame.

Paragraful mai cuprinde o analiză a mărimii şi formei defectelor, încheindu-se cu descrierea perturbaţiilor determinate de frecvenţe exterioare şi cu problemele de organizare a verificării şi de şcolarizare a personalului respectiv.

Un paragraf separat descrie verificarea pieselor metalice: piese forjate, grele, rotoare de turbină, arbori cotiţi, prăjini de pompaj, capace de conductor etc.; se remarcă bogatul material documentar (fotografii, schiţe, diagrame). Tot în cadrul acestui paragraf, se descrie modul de verificare a elementelor de maşini (bolţuri, nituri, arcuri, palete de turbine), a materialului de cale ferată (axe, şine, bandaje etc.) şi a tablelor groase şi subţiri, a barelor sîrmei, a ţevilor şi flanşelor.

Se examinează de asemenea şi problemele respective în legătură cu piesele turnate şi diversele forme de îmbinări (îmbinări sudate cap la cap, de colţ, prin puncte, prin nituire, lipire şi seraj). Se continuă cu descrierea metalelor şi caracteristicilor respective în cadrul verificărilor; sînt descrise amănunţit: oţelul laminat, oţelul turnat, fonta, metalele uşoare şi metalele neferoase. Se prezintă apoi materialele nemetalice ca: porţelanul, sticla, steatitul, materialele plastice, cauciucul etc.

Sînt descrise apoi şi alte utilizări speciale ale ultrasunetelor: în medicină, depozitarea şi transportul materialelor în vrac etc.

Capitolul se încheie cu prescripţii de control şi recepţie bazate pe verificări prin ultrasunete.

Lucrarea cuprinde ca anexe două tabele conţinînd caracteristicile diferitelor materiale necesare calculului şi nouă diagrame privind indicii de reflexie în funcţie de unghi şi materiale uzuale.

I. Bălănescu

Marie-Fernande Alphandéry. **Dicţionar ilustrat al inventatorilor francezi** (Dictionnaire illustré des inventeurs français). Paris, Ed. Seghers, 1962, 371 pag.

Lucrarea cuprinde, în ordine alfabetică, scurte note asupra celor mai importanţi inventatori francezi, date biografice şi enunţarea invenţiei. Stabilirea unui dicţionar al inventatorilor presupune inerent o alegere şi unele definiţii. În general, se acceptă că invenţia presupune creaţia materială a ceva ce nu există, eliminînd astfel orice descoperire sau explicare şi interpretare. Pe această cale apare şi deosebirea dintre inventator şi omul de ştiinţă, ceea ce însă nu împiedică faptul ca una şi aceeaşi persoană să poată oferi ambele particularităţi, cum se întîmplă adesea, însă nu ca o necesitate.

Fără îndoială că, practic, este dificil a pretinde cuprinderea tuturor inventatorilor într-o singură lucrare. Astfel, în Franţa, din anul 1792 s-au obţinut peste un milion de brevete de invenţii, din care, desigur, majoritatea nu au avut nici o aplicaţie. Pe de altă parte, este ştiut că o serie de invenţii importante, datorite mai ales unor savanţi, nu au făcut obiectul unui brevet de invenţie.

Lucrarea a ţinut seamă de aceste observaţii şi reuşeşte să aibă o structură uniformă.

Pe lîngă nume binecunoscute, ca Ampère, Arsonval, Beau de Rochas, Bourdon, Décauville, Bouton, de Dion, Eiffel, Jacquard, Lenoir, Lumière, Montgolfier, Papin, Rateau, Réaumur, Vermorel etc., lucrarea ne aminteşte că vernierul se datoreşte lui Pierre Vernier (1580—1637) şi că Jean-Laurent Palmer şi-a brevetat în anul 1848 instrumentul de măsură care-i poartă numele. De asemenea, aflăm că celebrul Cyrano de Bergerac (1620—1655) a avut o sumedenie de invenţii, mai ales în legătură cu „nave" cosmice, că Beaumarchais (1732—1799), „inventatorul" bărbierului din Sevilla, nemuritorul Figaro, a inventat un „ceasornic fără cheie" şi că aviatorul şi scriitorul Antoine de Saint-Exupéry (1900—1944) a inventat un dispozitiv pentru aterizarea avioanelor, un sistem de sustentaţie şi propulsie şi altele.

Lucrarea are multe ilustraţii ale unor invenţii şi portretele unor inventatori. Ea are şi un repertoriu alfabetic al principalelor invenţii şi ale inventatorilor lor.

Dicționarul ilustrat al inventatorilor francezi este o contribuție valoroasă la cunoașterea unuia din aspectele cele mai interesante ale geniului poporului francez.

Dictionnaire illustré des sciences (Dicționar ilustrat al științelor). Paris, Editura Seghers, 1962, 325 pag.

Lucrarea prezintă termenii din matematici, astronomie, fizică și chimie, care se întîlnesc cel mai des în literatura de specialitate și mai ales în cea de popularizare.

În afara definirii termenului, se fac numeroase trimiteri care permit să se centralizeze explicațiile în jurul unor teme mari, ca de pildă studiul atomului, al radioactivității, hidrocarburilor etc. În acest mod, explicația unui termen se află în contextul său științific.

Dicționarul este la curent cu terminologia cea mai modernă, astfel încît sînt lăsate de o parte o serie de noțiuni de mult cunoscute.

Lucrarea are multe figuri care ilustrează, ajută și completează cunoașterea termenilor. Pentru fiecare termen se indică știința în care este utilizat. Dacă definirea unui termen comportă diferențe sensibile în diferite științe (ca de exemplu atomul), se dau aceste definiri separat.

Dicționarul ilustrat al științelor este un ajutor prețios pentru cel care dorește să fie informat rapid și concis asupra unui număr mare de termeni științifici.

INFORMAȚII

Oțel Maraging turnat

International Nickel Company a elaborat un oțel Maraging turnat, cu o rezistență la rupere de 170 kgf/mm², o limită de elasticitate de circa 165 kgf/mm² și o alungire mai mare ca 8%. Elaborarea acestui oțel este relativ simplă și proprietățile lui sînt ușor reproductibile de la o șarjă la alta.

Încercările efectuate au arătat că acest oțel, după tratamentul de omogenizare și îmbătrînire, nu prezenta sensibilitate la efectul de crestătură, cu toată rezistența mare la rupere.

Acest oțel poate fi folosit pentru turnarea pieselor de formă complicată.

Proprietățile acestui oțel sînt datorite precipitării într-o masă cu bază martensitică a unor compuși metalici pe bază de nichel: nichelura de titan, de aluminiu sau alți compuși pe bază de nichel.

Pentru elaborarea acestui oțel se adaugă fierului pur care constituie baza șarjei, cantități bine determinate de nichel și cobalt electrolitic, molibden, burete de titan și aluminiu foarte pur; se mai adaugă de asemenea în șarjă cantități foarte reduse de bor, zirconiu și calciu metalic.

Acoperiri ceramice autolubrifiante pînă la temperaturi de 1 000 °C

În urma încercărilor pentru găsirea de lubrifianți care să poată fi folosiți la temperaturi înalte, la care lubrifianții organici nu mai pot fi utilizați și cei solizi — grafitul și bisulfura de molibden și de bor — sînt prea sensibili la oxidare, s-a constatat că oxizii care se formează pe suprafețele de oțel în contact și pe diferite pulberi adăugate pe un strat subțire de materiale ceramice constituie, la temperaturi înalte, ei înșiși, un lubrifiant.

Astfel, experiențele au arătat că coeficientul de frecare oțel pe oțel scade o dată cu mărirea vitezei de rotație și a temperaturii care rezultă, datorită unui film de oxid de fier care servește drept lubrifiant; același fenomen se produce și la aliajele de nichel-crom (Inconel) la temperaturi mai mari de 550°C.

Acest fenomen este și mai accentuat în cazul acoperirilor ceramice impregnate cu pulberi de oxizi metalici: BaO, CoO, PbO, Cr_2O_3, Co_2O_3, Bi_2O_3 (pentru Bi_2O_3 coeficientul de frecare atinge 0,1 la temperaturi mai mari de 820°C). Acoperirile pe bază de PbO—SiO_2 au un coeficient de frecare mai mic decît 0,1 pentru temperaturi de 24—680°C; acoperirile pe bază de CaF_2 impregnat cu pulbere de CaO au un coeficient mai mic decît 0,2 pentru temperaturi de 830°C și, la aliajele de nichel turnate sub vid, coeficientul de frecare este mai mic decît 0,2, pînă la temperaturi de 1 040°C.

Turnarea cu modele gazificabile

În cadrul turnării clasice, metalul topit este turnat într-o cavitate de forma modelului utilizat, după ce acesta a fost scos din forma de turnare. Prin noua metodă, ca și în cazul turnării cu modele fuzibile, operația de scoatere a modelului din formă este eliminată; turnarea se face peste modelul ce se gazifică pe măsură ce metalul topit umple forma.

Noua metodă prezintă avantaje importante: simplificarea operației de formare, menținerea calităților amestecului de formare, reducerea la minimum a operațiilor de finisare pentru piesa turnată, reducerea timpului total de lucru pentru construcțiile de serie mică etc.

Modelele sînt confecționate din spumă de polistiren.

Fabricarea electrozilor de sudură cu înveliș fragmentat

Unul dintre procedeele de fabricație din mai multe materiale a învelișurilor de electrozi constă în a fabrica segmente inelare din aceste materiale. Deoarece această operație este destul de dificilă în Elveția s-a pus la punct un procedeu mai simplu și mai economic pentru confecționarea acestor învelișuri, prin care se pot obține electrozi mai buni decît cei bazici în sudarea cu curent alternativ și cu care se poate suda mai rapid decît cu cei acizi, reamorsarea arcului electric efectuîndu-se mai repede.

Procedeul constă în a confecționa diferite segmente din materialele învelișului și apoi a le presa astfel încît să se obțină un cilindru gol al cărui diametru interior este acela al țevii de ghidare a sîrmei electrodului în presă.

Cauciuc armat cu fibre de sticlă

Pentru ca fibrele de sticlă să poată fi folosite la armarea curelelor industriale din cauciuc natural sau sintetic, se impregnează cu latex, neopren, nylon sau polimetan, care au elasticitate și rezistență bune. Fibrele sînt apoi transformate în fire; acestea, împletite, sînt folosite pentru armarea curelelor, realizîndu-se astfel un foarte mic coeficient de alungire care se menține și, practic, nu sînt influențate nici de umiditate și nici de temperatură.

Un nou tip de ambalaj

În Anglia a fost realizată o bandă adezivă care poate fi utilizată în cadrul operațiilor de ambalare. Banda este formată dintr-o țesătură de fire sintetice rezistente, pe care se plasează un strat adeziv termoplastic și incolor, putînd să adere pe un mare număr de materiale, inclusiv metal și sticlă; rezistența la rupere este de aproximativ 30 kgf pe centimetru de lățime.

Se poate folosi direct pentru ambalarea profilelor metalice, grosîmea fiind suficientă pentru a asigura și protecția în timpul manipulării. Este utilizabilă și pentru ambalarea cutiilor sau lăzilor din carton, întrucît nu deformează colțurile respective. Se confecționează cu lățimi cuprinse între 6 și 25 mm; lungimea benzii într-un rulou este de 45 m.

Revista Revistelor

The Chartered Mechanical Engineer, Journal of the Institution of Mechanical Engineers, nr. 1/1964: *Young, J. Z.* — Tehnologia controlului și creierul; *Eilon, S.* și *King, J. R.* — Asupra controlului total de calitate; *Neil, I. Mc., Robert Fulton, Williams, C. G.* — Știința aplicată în școli. **Nr. 2/1964:** *Francis, J. L.* — Turnătorii; *Stoch, C. M.* — Oțelării; *Sinclair, J.* — Ingineria mecanică în minerit.

Automobile Engineer, nr. 3/1964: Triumph-2000 (I). Motorul, ambreiajul, cutia de viteză, axul de transmisie și transmisia finală; *Newcomb, T. P.* — Lucrul mecanic al frînelor; *Ibrahim Abdelfattah, A. I.* — Diagrame ale legii de injecție; Mașină de încercat la oboseală; Filtre magnetice pentru ulei; Fabricația caroseriei autoturismului Rover-2000.

Ingénieurs de l'automobile — Journal de la SIA, nr. 3/1964: *Rubinstein, R. A.* — Mașinile cu punere în poziție continuă, cu mașini de calcul integrate sau semiintegrate; *Grimaud, G.* — Problema amplasării într-un centru de construcții de automobile; *Lucien, R.* — Perspectivele hidraulicii în domeniul industriei de automobile. Preambul și concluzii; *Ghobert, P.* — Frîne cu disc, probleme puse de comanda lor. Aplicarea servomecanismelor hidraulice la vehicule. Blocuri de comandă hidraulică; *Masclet, J.* — Transmisii hidrostatice; *Boët, A.* — Insonorizarea și interpretarea rezultatelor.

Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 1/1964: *Lukin, V. V.* — Îmbunătățirea analizei duratei de funcționare și calității producției în întreprinderile industriei de automobile cu utilizarea mașinilor electronice de calcul; *Aleșcenko, K. I* și *Roskin, A. M.* — În legătură cu calculul puterii maxime a motorului automobilului proiectat; *Hlebnikov, A. M., Knoroz, V. I., Nenahov, B. V.* și *Sarkevici, P. A.* — Tendințe noi în crearea de autovehicule cu roți speciale; *Parhilovski, I. G.* și *Zaițeva, N. F.* — Studiul statistic al vibrațiilor automobilului cu o mașină electronică cu modelare; *Pevzner, I. M.* și *Tihonov, A. A.* — Studiul proprietăților statistice ale microprofilului tipurilor principale de drumuri de automobil; *Kuznețov, E. S.* — Unele perspective ale modificării construcției garniturii mobile în transportul rutier; *Averșin, V. T.* — Experiența creării cabinelor din materiale plastice; *Cevkinov, V. I.* și *Weisman M. I.* — Studiul funcționării colectorului de curent fără contact prin inducție; *Suroveghin, I. V.* și *Suhanov V. N.* — Semiremorcă pentru pasageri; *Minkin, P. V., Minașin, V. V.* și *Agafonov, A. A.* — Linie automată din trei mașini-unelte pentru prelucrarea discurilor de frînare cu ferodou; *Kalașnikov, S. N.* și *Glukov, I. I.* — Cap de tăiere de construcție rațională pentru danturarea roților dințate conice; *Bron, D. I., Bernstein, M. L., Rahstadt, A. G.* și *Levites, I. I.* — Mărirea rezistenței oțelului de arc marca 55HGR prin metoda tratamentului termomecanic de înaltă temperatură; *Semeniuk, I. M.* — Despre gradul de saturare superficială a fontei cu particule abrazive la polizare; *Korsov, M. A.* — Stadiul și perspectivele dezvoltării motoarelor de automobil cu turbină cu gaze în străinătate. **Nr. 2/1964:** *Meșkov, N. D.* — Indicele tehnico-economic pentru motoarele de automobile și tractoare; *Raikov, I. I.* — Influența carburației combustibilului asupra uzurii cilindrilor motorului cu supape în chiulasă; *Sciukin, M. M.* — Despre spațiul de frînare al autotrenului; *Skinder, I. B.* și *Zaferkovnîi, I. G.* — Studiul teoretic și experimental al coeficientului de repartizare al maselor autobuzului LAZ-695 B; *Timbalin, V. B.* — Stabilirea timpului și spațiului de demaraj al automobilului cu ajutorul nomogramelor și tabelelor; *Eceistov, I. A.* — Repartizarea momentului motor la osiile motoare ale automobilului cu acționarea blocată; *Knoroz, V. I.* și *Seluhin, A. S.* — Date experimentale despre rezistența la rulare a anvelopelor de automobil pe drumurile cu acoperire dură; *Lihodei, A. M.* — Alegerea raportului rațional între momentele de frînare pe osiile automobilului cu două osii; *Atoian, K. M.* și *Skaniak, G. A.* — Despre oportunitatea economică a reducerii greutății autobuzelor; *Hrapunov, L. G.* și *Nadejdin, G. V.* — Regimul termic al anvelopelor fără camere al camioanelor; *Mitkin, A. N.* — Executarea preselor profilate prin metoda matrițării în volum la rece; *Kuznețov, A. M.* și *Vasiliev A. M.* — Căile de asigurare a preciziei formei în procesul de șlefuire rotundă între centre; *Sveșnikov, D. A.* — Mărirea rezistenței pinioanelor cutiilor de viteze ale turismelor prin metoda prelucrării cu jet de alice; *Gurvici, I. V., Mai, L. A., Beliakov, N. B.* și *Krîmov, S. I.* — Macrogeometria și uzura preselor motoarelor; *Anoșin, A. V.* — Utilizarea sticlei plastice pentru executarea caroseriilor în străinătate; *Țirik, L. M.* — Mecanizarea înlocuirii matrițelor în străinătate; *Klementiev, M. A.* —Firma vest-germană Ford și automobilele ei „Taunus".

Motortechnische Zeitschrift, nr. 3/1964: *Fujihira, U.* și *Yuge, H.* — Temperaturile bujiilor; *Ishizuka, M.* — Amortizorul ulei-cauciuc; Motorul Diesel Stork SW 85/170 maximum 3 000 CP/cilindru; *Stambuleanu, A.* și *Hirao, O.* — Încălzirea încărcăturii proaspete de la pereții calzi ai cilindrilor în timpul admisiei la motoarele cu aprindere prin scînteie; *König, H. A.* — Accesorii la expoziția internațională de automobile din Frankfurt, sept. 1963 (II); *Kühner, H.* — Volumul de lucru al motoarelor trochoidale; *Kollmann, K.* și *Someya, T.* — Instabilitatea palierelor rotoarelor de turbină; *Kolb, W.* — Turbine cu gaze centripete cu o treaptă (I).

Automobil-technische Zeitschrift, nr. 2/1964: *Huber, L.* — Sisteme de preîncălzire a autovehiculelor; *Schmitz-Hillebrecht, E.* și *Steiger, K.* — Comentarii asupra lichidului antigel ca inhibitor de coroziune: *Hofferberth, W.* — Anvelope pentru iarnă; *Mack, K. W.* — Autovehiculul cu pernă de aer ca rival al automobilului (II); *König, H. A.* — Organe și accesorii 1964 (II); *Hagen, K.* — Aplicarea materialelor plastice în fabricarea automobilelor (III). **Nr. 3/1964:** *Reidelbach, W.* — Asupra rezistenței construcțiilor structurii superioare a caroseriilor; *Oehler, G.* — Construcția pieselor de caroserie din punct de vedere economic; *Kilper, O.* — Sudarea prin puncte în fabricația de caroserii; *Schmidt, K. A. F.* — Aplicațiile materialelor plastice întărite cu fibră de sticlă în construcția automobilului (I); *Rixmann, W.* — Asupra caroseriei de siguranță; *Neuschaefer, W.* — Utilaje moderne de vopsitorie; *Thier, R.* — Instrumente de măsură pentru dezvoltarea și evoluarea scaunelor de automobil.

Tractorî i selhozmașinî nr, 1/1964: *Velcikin, I. N.* — Durata de funcționare a motoarelor de tractor; *Suhov, E. I.* — Familia de turbocompresoare TKR-11 pentru supraalimentarea motoarelor Diesel de tractor; *Ivanov, V. N.* — Unele rezultate ale variației vitezei de scurgere a aerului în camerele de ardere ale motoarelor Diesel; *Poletaev, A. F.* — Rostogolirea roților conducătoare; *Skotmikov, V. A.* — Unele particularități ale funcționării mașinilor cu șenile pe terenuri slabe; *Rabinovici, A. Ș.* și *Burenko, L. A.* — Combina SK-2,6 pentru tocat nutrețul cu cuțit autoascuțitor; *Ovsiannikov, B. P.* — Rezultatele încercărilor energetice ale combinelor de strîngere a furajelor; *Strokov, S. A., Galadjev, R. S., Zapojarian, S. R.* și *Rublev, V. S.* — Din experiența fabricării cadrului mașinii pentru clădit stoguri SPM-200; *Meșearikov, V. A.* — Amplasarea roților de sprijin la mașinile semisuspendate; *Guberman, B. F.* și *Șmarț, M. B.* — Utilizarea bucșelor din materiale metaloceramice la roțile de plug; *Krugliakov, M. L.* și *Antonenko, I. Ia.* — Perspectivele de dezvoltare a mașinilor de semănat și de plantat; *Borisov, A. M.* — Stabilirea parametrilor de bază ai organelor mașinilor pentru săparea puțurilor de mină; *Makarov, O. V.* — Asupra dimensiunilor șneculuí egalizator al combinei de recoltat sfeclă; *Robnîi, G. A.* — Utilizarea instalației de ventilație cu schimbător de căldură pentru uscarea produselor agri-

cole ; *Nikolaev, G. A.* — Mașinile agricole furnizate producției în 1963 ; *Huhrianskii, P. N., Gorbenko, A. F.* și *Planida, V. E.* — Utilizarea experimentală a fibrelor lemnoase presate în construcția de mașini agricole ; *Zemskov, P. I., Jakșin, E. N.* și *Harcenko, E. N.* — Rezistența la uzură a arborilor cotiți fabricați din fontă de rezistență înaltă. **Nr. 2/1964 :** *Sidelnikov, M. S.* — Construcția de tractoare și mașini agricole în anul 1964 ; *Starikov, M. D.* — Calitățile dinamice și de exploatare ale tractorului T-4 ; *Kalașnikov, A. G.* — Despre durabilitatea chiulaselor motoarelor de tractor ; *Djebașili, I. Ia., Grinianidze, I. I.* și *Kaminskii, V. N.* — Încercarea motoarelor turbosupraalimentate de tractor la altitudini mari ; *Goriașno, P. M.* — Studiul încercărilor dinamice ale transmisiei în timpul demarării tractorului ; *Drozdov, I. N.* — Asupra ungerii transmisiilor cu fricțiune progresiv ; *Burtakova, V. Ia.* — Studiul funcționării dispozitivului electric de pornire ST-50 ; *Loskutov, V. I.* — Automatizarea calculelor inginerești și economice cu ajutorul noilor mijloace tehnice ; *Groșev, L. M.* — Rezultatele încercării de rezistență a construcției portante a combinei SK-4 ; *Gladkov, N. G.* — Mașini pentru curățarea semințelor de graminee ; *Teslenko, I. I.* și *Kitașeva, V. F.* — Influența caracteristicilor de viteză asupra fluxului tehnologic de producție al mașinilor de muls ; *Brei, V. V.* — Cercetarea experimentală a funcționării săpătorului circular al combinei de recoltat sfeclă ; *Kibrik, V. B.* — Despre segmentele autoascuțitoare ale aparatului de fărîmițat al combinei de recoltat porumb „Herșoneț" ; *Skuratovskii, M. P.* — Instalație pentru încercarea dinamică a mașinilor agrosilvice cu consolă și a uneltelor ; *Țițiv, M. V.* și *Liabah, B. V.* — Pulverizator centrifug pentru substanțe de combatere a dăunătorilor ; *Rubțov, P. A., Cinenov, V. P.* și *Karoli, V. F.* — Încercarea pompei de vid RVN-40/430 pentru instalații de smuls ; *Maniakin, V. F.* — Combina pentru strîngerea furajelor SK-1,8 ; *Domanskii ,L. M.* — Curățitor de știuleți de porumb OPP-5,0 ; *Șerstiuk, D. S* și *Grițaenko, V. I.* — Concasor universal de nutreț DKU-1,0 ; *Karpov, L. D.* — Analiza economică a activității auxiliare în domeniul uzinelor ; *Cernîșev ,V. G.* și *Tiurin, N. E.* — Instalația electrică a tractorului DT-75 ; *Kopîlov, M. K.* — Expoziția finlandeză din Moscova. **Nr. 3/1964 :** *Krugliakov, M. L.* — Despre mecanizarea complexă a operațiilor de administrat îngrășăminte ; *Stradînov, F. Ia.* și *Diadiușko, V. P.* — Despre siguranța în exploatare a tractoarelor. *Mindeli, E. M.* și *Kalianov, F. P.* — Studiul calităților de tracțiune ale tractorului pe roți din clasa 3 t ; *Dmitricenko, S. S., Kugeli, R. V., Filatov, E. Ia., Neicenko, V. G.* și *Starikov, V. M.* — Metode moderne de studiere a influenței vitezei de mișcare a tractorului asupra stării de tensiune a pieselor ; *Novohatko, I. S* — Studiul experimental al fluxului antrenat de profilul paletelor rotoarelor de la transformatoarele hidrodinamice ; *Farobin, Ia. E.* — Asupra problemelor de bază ale proiectării transmisiilor progresive cu fricțiune pentru tractoare ; *Srapenianț, R. A.* — Problema separării tuberculelor de cartofi de impurități în separatorul radiometric ; *Gervas, K. J.* — Utilizarea curelelor cu secțiune în formă de pană dublă la mașinile de recoltat bumbac ; *Osobov, V. I.* — Asupra calculului mașinilor de aglomerat fînul cu ștampă ; *Lihoedenko, K. J., Izakson, S. S.* și *Kugeli, I. Z.* — Clasificarea și sistemele de marcare a mașinilor agricole ; *Reznik, N. E.* — Cercetarea procesului de distribuire a particulelor sfărîmate de toba combinei de strîngere a furajelor, cu ajutorul mașinilor electronice de calcul ; *Kolcin, N. N.* — Dispozitiv pentru sortarea cartofilor ; *Klimanov, A. V.* — Determinarea capacității energetice a combinelor de strîngere a furajelor ; *Tarlavskii, D. N., Nahamkin, G. G.* și *Kletkin, I. D.* — Instalație pentru distribuirea automată a îngrășămintelor de-a lungul șirurilor de plante ; *Gutorov, V. I.* — Cositoare suspendabilă de mare productivitate KZS-2,1 ; *Goldin, A. Ia.* — Epurator cu șnec KSB-2,4 ; *Gurevici, A. M.* și *Racikov, P. M.* — Rezultatele încercărilor pompei de combustibil HTZ-UNIIMESH ; *Borodulin, B. A., Marcenkov, V. A.* și *Medvedev, Ia. I.* — Dezvoltarea tehnologiei de fabricație a cămășilor turnate pentru tractoare ; *Zagurskii, V. I.* — Tarozi în trepte pentru filete cilindrice ; *Kaplun, V. A.* și *Vasilenko, V. I.* — Particularitățile constructive și de exploatare ale sistemelor hidraulice de la tractorul MTZ-50 ; *Panov, I. M.* — Unificarea familiei de pluguri de tractor fabricate în R.S.C. și R.D.G. **Nr. 4/1964 :** *Lozovoi, V. I.* — Intensificarea — direcție generală în dezvoltarea agriculturii ; *Trepenenkov, I. I.* și *Fomin, A. A.* — Analiza tipizării de perspectivă a tractoarelor și motoarelor de tractor ; *Filimonov, A. I.* — Determinarea influenței momentului de răsturnare asupra vibrațiilor motorului ; *Cernîșev, V. M.* și *Kuznețov, F. C.* — Micșorarea tensiunilor interne în blocurile de cilindri ; *Burtakova, V. Ia.* — Asupra cerințelor sistemului de pornire a motoarelor de tractor ; *Grigoriev, M. A.* și *Smirnov, G. A.* — Analiza metodelor de includere a filtrelor centrifuge în sistemul de ungere a motoarelor de tractor ; *Troșcinskii, I. A.* — Unele probleme ale mecanizării agriculturii în regiunile muntoase ; *Skolzaev, V. A.* și *Lobacevskii, P. Ia.* — Despre regularitatea însămînțării porumbului cu semănătoarea suspendabilă SKPN-6 ; *Morozov, A. F.* — Creșterea durabilității lagărelor de rostogolire la mașinile agricole ; *Gnilomedov, V. P.* — Justificarea formei noi a organelor de lucru ale cultivatorului de prășit pentru funcționarea la viteze mari ; *Țițiv, M. V.* — pulverizarea lichidelor cu aparatul de stropit aerosoli ; *Mjelskii, N. I.* — Capacitatea pompelor de vid a instalațiilor de muls ; *Kuznețov, P. V.* — Împrăștietor suspendabil de îngrășăminte RUN-15 m ; *Romanenko, V. P.* și *Freind, D. B.* — Dispozitiv de ascuțit TS-1 ; *Rabinovici, I. P.* și *Klimciuk, Iu. F.* — Utilizarea materialelor plastice în construcția de mașini agricole ; *Kotliar, E. U., Kulibakov, V. A.* și *Matlin, A. M.* : Parametrii tehnico-economici ai tractoarelor ca bază a stabilirii relațiilor de cost ; *Șenderovici, M. B., Lerner, Iu. S.* și *Rudenko, V. A.* — Turnarea pieselor de fontă cu magneziu ; *Polonskii, S. A.* și *Sotskov, V. M.* — Creșterea durabilității pompelor de alimentare cu piston ; Echipamentul energetic al agriculturii din S.U.A. ; *Belikov, V. V.* și *Dodin, L. G.* — Tub flexibil pentru sistemul hidraulic de suspensie a tractoarelor ; *Țigankov, A. A.* — Mașini cu transmisie hidraulică.

Holodilnaia tehnika, nr. 1/1964 : *Bușe, N. A.* — Utilaj frigorific pentru industria chimică ; *Gogolina, T. V., Krotkov, V. N.* și *Sokolov, O. A.* — Motocompresoare frigorifice de gaze pentru industria petrolieră și chimică ; *Savkov, K. I.* — Mărirea debitului compresorului cu piston prin egalizarea presiunilor din cilindri ; *Cistiakov, F. M.* — Determinarea lucrului mecanic de compresiune a gazelor reale și vaporilor ; *Rodin, N. I.* — Frigidere de producție în noile proiecte tip ale combinatelor de carne ; *Serebroanîi, I. M.* — Din experiența punerii în funcțiune și exploatării frigiderelor combinatelor de carne ; *Ghindlin, I. M.* — Sistemul de răcire prin pompe de circulație cu introducerea amoniacului prin partea superioară a bateriilor ; *Seffer, A. P.* — Perfecționarea tehnologiei și tehnicii prelucrării prin frig a cărnii în combinatele de carne ; *Jerdev, A. S.* — Metodica de calcul al costului frigului ; *Matveev, V. I.* — Sistemul de circulație al amoniacului cu pompe a agregatului frigorific pentru pește, reconstruit în orașul Poti ; *Dik, M. G.* — Linie mecanizată pentru sortarea și cîntărirea păsărilor ; *Iakovlev, N. V.* — O metodă simplă de reglaj a capacității frigorifice a compresorului ; *Rotenberg, A. G.* — Montajul și exploatarea aparatului de congelare rapidă GKA-2 ; *Hrennikov, V. N.* — Seminar privind utilizarea instalațiilor frigorifice în industria chimică și petrolieră ; *Gogolin, A. A.* — Conferința tehnico-științifică privind condiționarea aerului pe vasele maritime ; *Kuznețova, A. A.* — Turn de răcire pelicular pentru instalații frigorifice mici ; *Zaicik, T. R.* — Semiremorci-frigidere pentru transportul produselor congelate ; *Iakobson, V. B.* — Noul GOST privind condițiile tehnice ale compresoarelor ermetice cu piston ; *Merteșov, M. N.* — Proiecte tip de frigidere de capacitate redusă ; Rapoartele prezentate la Comisia a II-a a celui de-al XI-lea Congres internațional al frigului.

Rivista di Meccanica, nr. 323/1964 : *Ranzi, G.* și *Minganti, G.* — Ciclul de lucru și timpii de prelucrare pentru un manșon ; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic ; formarea pentru turnare ; *Sillano, P.* — Procedee automate introduse în producția de serie de către societatea Necchi ; *Benoffi, U.* — O interesantă confruntare tehnico-economică în legătură cu executarea procesului de găurire ; *Pessina, M.* — Organe și sisteme speciale de fixare ; *A.S.* — Aspecte particulare în legătură cu tehnica securității în cadrul sudării oxiacetilenice. **Nr. 324/1964 :** *Strasser, F.* — Poansoane ușor înlocuibile ; *Ridley,*

J. C. — Procedee pentru protecţie şi finisarea suprafeţelor la Tîrgul de mostre din Leeds (octombrie 1963); *Cascano, G.* — Industria mecanică şi comunitatea economică europeană; *Sammarco, L.* — Benzile transportoare: calcul şi utilizare; *Hayes, J. H.* — Traducerile tehnice; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare.

Der Maschinenbau, nr. 1/1964: *Kampf, G.* — Construcţia de maşini-unelte în anul 1964; *Oestereicher, H.* — Construcţia de maşini şi progresul tehnico-ştiinţific; *Piegert, R.* — Importanţa controlului şi supravegherii maşinilor-unelte automate; *Schädlich, S.* — Instrucţiuni pentru determinarea dimensiunilor semifabricatului şi a sculelor pentru presarea la rece; *Kramer, H.* — A VI-a expoziţie a maeştrilor viitorului; *Butze, H.* şi *Schulz, H.* — Înfăşurarea tuburilor cilindrice cu bandă de oţel pentru creşterea rezistenţei la tensiuni interne; *Popke, H.* — Cuţit circular pentru frezat; *Schilder, M.* — Scule pentru filetarea orificiilor mici; *Barth, H. J.* — Utilizarea calibrelor la prelucrarea canelurilor arborilor şi a bucşelor interschimbabile; *Schmidt, K. R.* — Tehnica şi economicitatea în coordonarea producţiei moderne; *Filemon, J.* — Creşterea productivităţii prin utilizarea uleiului aditivat la filetarea pieselor turnate din fontă; *Herrlich, M.* — Aplicaţiile şi presiunea vibraţiilor mecanice în tehnică. **Nr. 2/1964:** *Skutnik, A.* — Eficacitatea economică a standardizării; *Lotz, G.* şi *Hoffmann, A.* — Noi forme şi metode ale planificării şi organizării cooperaţiei; *Janowitz, A.* — Unele probleme ale lucrului simultan la mai multe maşini; *Piegert, R.* şi *Vogt, E.* — Influenţa regimului termic al maşinilor-unelte asupra erorii de prelucrare; *Krahnert, G.* — Construcţia şi funcţionarea dispozitivelor hidraulice şi utilizarea lor la maşinile-unelte; *Hönel, M.* — Simboluri hidraulice şi diagrama conexiunilor funcţionale cu aplicare la maşinile-unelte; *Tottel, H.* — Posibilitatea de înlănţuire a dispozitivelor hidraulice; *Rösler, H.* şi *Gümber, H.* — Utilizarea pastei de silicon la asigurarea şuruburilor; *Bürklen, E.* — Cartea maşinii, mijloc eficient de documentare; *Schmalstieg, G.* — Paşapoartele mijloacelor de producţie — un ajutor al fabricaţiei moderne; Noi maşini-unelte cehoslovace la Tîrgul internaţional de la Leipzig, 1964. **Nr. 3/1964:** *Kober, A.* — Planificarea operativă în uzinele constructoare de maşini cu producţie unică pe termen lung (partea I); *Albert, J.* — Sisteme hidraulice de reglaj şi servosisteme şi utilizarea lor la maşinile-unelte; *Winkler, W.* — Construcţia dispozitivelor hidraulice moderne de tip sertar pentru maşini-unelte; *Schultz, E.* — Găurirea multiplă pe maşini de găurit cu axe articulate (partea I); *Naumann, W.* şi *Wilhelm, G.* — Întreţinerea planificată a maşinilor-unelte; *Linding, G.* — Controlul sculelor la maşinile-unelte automate; *Müller, H. F.* — Nituri oarbe şi sculele respective; *Kampf, G.* — Scule şi dispozitive noi; *Ligeti, G.* — Linie automată pentru prelucrarea carterelor de motoare; *Herrlich, M.* — Aplicaţiile şi prevenirea vibraţiilor mecanice în tehnică (continuare). **Nr. 4/1964:** Construcţia de maşini — problemă centrală a economiei R.D.G.; *Rudolph, G.* — Informarea rapidă de înalt nivel tehnico-ştiinţific prin îmbunătăţirea metodei de studiu din birourile de invenţii şi brevete; *Kober, A.* — Planificarea operativă în uzinele constructoare de maşini cu producţie unică pe termen lung (partea a II-a); *Schelenberger, D.* — Sisteme şi elemente pneumatice în construcţia de maşini-unelte; *Zeile, H.* — Strunjirea poliedrilor — metodă de producţie la baza tehnicii transmisiilor; *Sculz, E.* — Găurirea multiplă pe maşina de găurit cu axe articulate (partea a II-a); *Martini, H.* — Elementele sculelor cu program; *Schnabelt, H.* şi *Wollner, H. G.* — Maşină-unealtă pentru strunjire transversală şi găurire cu două axe; *Lang, M.* — Pregătirea tehnologică de precizie şi organizarea în secţiile de sculărie; *Hönig, G.* — Aglomerarea în curent turbionar — un nou procedeu tehnic; *Herrlich, M.* — Aplicaţiile şi prevenirea vibraţiilor mecanice în tehnică (continuare).

Maschinenbautechnik, nr. 1/1964: *Mark, F.* — Problemele construcţiei de maşini în anul 1964; *Grabow, G.* — Studiul pompelor cu labirinturi; *Maros, D.* — Producţia şuruburilor pentru pompele cu şurub; *Hacheschmidt, M.* — Proiectarea paletajului aerodinamic de presiune constantă prin metoda hodografului; *Lasch, H.* — Reglajul, controlul şi descrierea turbinei cu gaze tip G9 de 25 MW; *Behrendt, W.* — Determinarea uzurii profilului dinţilor la roţile dinţate fabricate din materiale plastice; *Schlosser, D.* — Comanda numerică a maşinilor automate şi semiautomate cu cap-revolver vertical tip RTA-160; *Fuhrmann, E.* — A doua consfătuire de producţie de la Magdeburg asupra încercării nedistructive a materialelor; *Hugk, N., Nerge ,G.* şi *Krzenciessa, H.* — Tabele pentru calculul mecanismelor de comandă (III); *Nerge, G.* şi *Hugk, H.* — Experimentarea mecanismului de comandă cu melc; *Stündel, D.* — Construcţia transmisiilor spaţiale cu patru articulaţii pentru coordonarea mişcării de rotaţie între axe neparalele. **Nr. 2/1964:** *Mark, F.* — Problemele construcţiei de maşini în anul 1964 (continuare din nr. 1); *Hennig, H. D.* — Telecomanda armăturilor cu ajutorul dispozitivelor hidraulice; *Stroh, G.* şi *Saliger, G.* — Pompe cu şurub cu trei axe; *Maros, D.* — Producţia şuruburilor pentru pompele cu şurub (continuare din nr. 1); *Petzold, W.* — Măsurarea vibraţiilor şi deplasărilor cu ajutorul emiţătoarelor cu mercur, cu contact circular; *Shn, S.* — Arbore în trepte pentru preluarea momentelor de răsucire — concluzii asupra execuţiei îmbinării prin presare; *Goldhalm, M.* — Studiul funcţionării dozatorului pentru maşini cu tub de umplere; *Hugk, H., Nerge, G.* şi *Krzenciessa, H.* — Tabele pentru calculul mecanismelor de comandă (partea a patra); *Fronius, S.* — Ungerea mecanismelor cu roţi dinţate; *Vörös, E.* — Asupra alunecării specifice a angrenajelor. **Nr. 3/1964:** Colectiv — Unele probleme fundamentale ale producţiei de pompe şi compresoare; *Hackeschmidt, M.* — O metodă simplă de proiectare a reţelelor cu profile plane cu considerarea compresibilităţii în regim subsonic; *Beckmann, G.* — Descrierea analitică a regimului de încărcare parţială a turbinelor axiale; *Linke, H., Demko, M.* — Influenţa cianurării asupra limitei de rezistenţă a oţelului de construcţii la încărcarea după ciclul simetric de răsucire; *Freyer, K., Hammer, P.* — Măsurarea uzurilor compresorului ermetic; *Meyer, H., Günther, D.* — Fabricarea capetelor rotitoare cu mai multe axe din elemente unificate; *Grossmann, E.* — Turbinele cu abur de la al V-lea Tîrg Internaţional de la Brno; *Hugk, H., Nerge, G., Krzenciessa, H.* — Tabele pentru calculul mecanismelor de comandă (partea a V-a); *Nerge, G., Hennig, J.* — Studiul experimental al transmisiilor cu inel de rostogolire; *Kraus, R. A.* — Poziţia punctelor de legătură cu tangente paralele; *Lichtenheldt, W.* — Asupra congresului „Mecanisme şi dispozitive" de la Universitatea Tehnică din Miskolc (R.P.U.), *Lichtenheldt, W.* — Asupra congresului „Tehnica mecanismelor de transmitere" de la Heidelberg. **Nr. 4/1964:** *Elschner, G.* — Carcase pentru turbine cu abur; Colectiv de autori — Unele probleme ale rotoarelor turbinelor cu abur grele; *Speicher, K.* — Reglajul turbinei de 100 MW tip Lübbenau; *Neumann, K.* — Problema utilizării inelelor de etanşare cu joc în construcţia turbinelor cu abur; Colectiv de autori — Unele probleme fundamentale ale producţiei de pompe şi compresoare (continuare); *Hugk, H., Nerge, G.* şi *Krzenciessa, H.* — Tabele pentru calculul mecanismelor de comandă (partea a VI-a); *Fleischer, G.* — Asupra frecării limită; *Vörös, E.* — Angrenaj în V şi angrenaj cu profil micşorat pentru uniformizarea alunecării specifice.

Materialprüfung, nr. 2/1964: *Husarek, V.* şi *Ruault, P.* — Utilizarea metodelor de control nedistructiv pentru verificarea sudurilor la conductele pentru transportul gazelor; *Gerstner, R.* — Măsurarea deformaţiilor cu ajutorul ultrasunetelor; *Becker, E.* — Influenţa neclarităţii asupra fotografiilor cu raze gama; *Althof, W.* — Controlul nedistructiv al asamblărilor metalice prin lipire, cu ajutorul instalaţiilor cu ecou ultrasónic.

Die Technik, nr. 1/1964: *Karpov, M.* — Legea dezvoltării accelerate a ştiinţelor naturii; *Stener, K.* — Economia şi automatizarea; *Weise, G.* — Utilizarea mai bună a fondului de timp în birourile de studii; *Seidel, H.* — Aplicarea calculului matricial în planificarea întreprinderilor industriale; *Rezke, R.* — Cercetarea ştiinţifică legată de producţie; *Anders, W.* — O metodă economică de sudură a pieselor mici; *Suckow, W.* — Posibilităţile de iradiaţie ale reactorului Rossendorf; *Krigel, G.* — Experienţe asupra aprinderii şi exploziei unor materiale în oxigen gazos şi lichid; *Gundermann, E.* — Bitumul petrolifer — materie primă pentru industrie şi construcţii; *Nosal, H.* — Experienţele făcute de EKO-Eisenhüt-

tenstadt cu instalaţia de fabricare a betonului din zgură lichidă de furnal înalt; *Krüger, A.* — Contribuţia institutului Heinrich Hertz din Berlin-Adlershof la programul anului soarelui calm. **Nr. 2/1964:** *Gena, H.* — Stadiul actual şi perspectivele automatizării; *Eckelt, R.* — Întreprinderea Wema Planen a obţinut simbolul de calitate; *Uhlmann, H., Sonntag, W.* şi *Müller, W.* — Procedee moderne de fabricaţie în producţia de automobile; *Kunz, F.* — Cauzele degradării suprafeţelor elementelor de construcţii cementate şi carburate în pulberi; *Retzke, R.* — Asupra organizării studiilor relative la tehnica de fabricaţie; *Herrnsdorf, H.* — Asupra procedeelor şi proceselor de lucru în producţia de bunuri de consum; *Kaiser, H.* — Asupra importanţei unificării sculelor pentru prelucrarea fără aşchiere; *Hoffmann, S.* — Clasificarea manipulatoarelor; *Hoffman, R.* şi *Ullmann, H.* — Influenţa diferitelor tipuri de filtre de ulei asupra procesului de uzură a materialelor metalice; *Degenkolb, W.* — Posibilităţile de transport ale conductelor în traficul din R.D.G.; *Gätke, R.* — Încercarea maşinilor agricole în R.D.G.; *Tetzner; H.* — Protecţia muncii şi standardizarea. **Nr. 3/1954** (număr dedicat expoziţiei de primăvară de la Leipzig, 1964): — Progresul tehnic în slujba comerţului internaţional liber; — Pavilionul tehnic de la expoziţia de primăvară de la Leipzig; — Construcţia de maşini; — Tendinţa de dezvoltare a maşinilor-unelte în R.D.G.; — Strunguri; — Maşini de frezat; — Maşini de găurit; — Maşini de rectificat; — Maşini de danturat; — Maşini de prelucrat prin deformare şi pentru prelucrarea tablelor; — Maşini-unelte pentru materiale plastice; — Maşini pentru prelucrarea lemnului; — Tendinţa de dezvoltare a sculelor aşchietoare; — Maşini pentru industria textilă; — Maşini pentru poligrafie; — Maşini de ambalat; — Maşini agricole şi tractoare; — Tehnica aerului condiţionat şi a frigului; — Maşini producătoare de energie; — Echipament de întreţinere a maşinilor; Pompe şi compresoare; — Maşini pentru turnătorie; — Construcţia mecanismelor grele; — Tehnica sudurii; — Maşini pentru construcţii, materiale de construcţie şi materiale ceramice; — Tipuri noi de rulmenţi; — Motoare Diesel; — Construcţii navale; — Ambarcaţiuni; — Vehicule cu motor; — Instalaţii de semnalizare pentru căile ferate; Tehnica vidului înalt; Electrotehnică; — Tehnica galvanizării — Instalaţii electrice; — Maşini speciale pentru construirea maşinilor electrice; — Dispozitive şi cabluri de înaltă tensiune; — Dispozitive electrice pentru control şi supraveghere; — Aparate electrice; — Telecomunicaţii, măsură, control şi reglaj; — Tehnica telecomunicaţiilor şi a măsurărilor; — Aparate de măsură şi contoare electrice pentru fizica nucleară; — Radiodifuziune şi televiziune; — Aparate pentru tehnica măsurării, controlului şi reglajului; — Elemente pentru construcţii electronice; — Mecanică de precizie, optică; — Noutăţi prezentate de întreprinderea „Mechanik"; — Produse din materiale plastice; — Maşini pentru birouri; — Noutăţi prezentate de firma Zeiss-Jena; — Produse de mecanică fină şi optică; — Produse prezentate de ţările socialiste: R.S. Cehoslovacă, R.P. Romînă, R.P. Bulgaria şi R.P. Polonă.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 1/1964: *Morgenstern, K., Nowarra, R., Sykora, E.* şi *Voss, L.* — Specializarea după principiul similitudinii tehnologice; *Müller, G.* — Analiza calităţii — mijloc important de îmbunătăţire a calităţii; *Müller, E.* — Evitarea locurilor înguste în producţia de scule şi dispozitive; *Kruppe, E.* — Asupra observaţiilor necesare la măsurarea timpului şi pentru obţinerea unor date stabile; *Kloss, F.* — Toleranţele statistice ale dimensiunilor şi însemnătatea lor economică; *Kaiser, H.* — Măsurile de popularizare a tehnicii noi în producţia de dispozitive şi efectele lor; *Kloosz, S.* — Un pas hotărîtor în îmbunătăţirea operaţiilor tehnologice din întreprinderile industriale; *Schenk, K. H.* — Parametri optimi ai sculelor de ambutisare fără inel de presiune, cu inel conic de trefilat; *Wolf, H.* — Fisurarea pieselor conice adînci ambutisate fără inel de presiune; *Rabe, J.* — O nouă metodă de fabricare a tarozilor de detalonat; *Brandner, G.* şi *Schörner, H.* — Fabricarea roţilor dinţate conice cicloidale după metoda Kurvex; *Richter, M.* — Calculul matematic al ascuţirii poliedrilor; *Weinhold, E.* — Determinarea vitezei rezultante de avans la prelucrarea filetelor lungi pe maşinile de frezat; *Leonhardt, D.* şi *Loewe, F.* — Automatizarea frezării decorative; *Bernheyer, H.* şi *Gottlöber, R.* — Şlefuirea umedă prin alunecare în vibratoare. **Nr. 2/1964:** *Clement, G.* — Determinarea parametrilor tehnologici ai maşinilor de prelucrare prin coroziune electrică; *Schilling, M.* — Şlefuirea longitudinală şi plan-paralelă pe maşinile de honuit plan; *Günther, R.* — Dezvoltarea dispozitivelor de grup; *Guiza, R.* — Cap divizor de precizie pentru strunguri; *Schulze, W.* — Punerea la punct economică a dispozitivelor; *Schwertner, D.* — Factorii care trebuie luaţi în considerare în studiile asupra toleranţelor; *Dörfel, G.* — Dispozitiv de măsură pentru maşinile automate de laminare la rece; *Mahn, R.* — Observaţii asupra apariţiei catalogului de elemente de construcţie ZIA; *Gollnow, R.* — Calificarea profesională a tineretului; *Kurzmann, W.* — A doua consfătuire de producţie asupra încercării nedistructive a materialelor; *Bürkner, H.* — Planificarea distribuţiei fondurilor de producţie; *Richter, K.* — Mecanizarea secţiilor de desfacere; *Weinhold, H.* — Asupra precizării caracteristicilor profesiei de tehnolog; *Gläss, H.* şi *Cepelak, H.* — Utilizarea graficelor în planificarea producţiei de piese noi; *Schmiecler, H.* şi *Drehmann, H.* — A doua consfătuire a inginerilor din Jena; *Schultz, K. P.* — Eficacitatea economică a investiţiilor. **Nr. 4/1964:** *Rudolph, H.* — Problemele refulării la rece a oţelului; *Altmann, W.* şi *Herbst, W.* — Stadiul actual al economiei de căldură în producţia de forjate din R.D.G.; *Nebert, M.* şi *Busack, U.* — Cercetarea durabilităţii sculelor de strunjire a oţelului rezistent la temperaturi înalte; *Elias, K.* şi *Rozboril, M.* — Maşina pentru alezarea de precizie tip WJ; *Vondracek, V.* — Metode moderne de tratament termic în producţia de automobile de serie mare; *Mehlhorn, H.* şi *Weissenborn, K.* — Prelucrarea fină prin electroeroziune; A doua consfătuire de producţie asupra încercărilor nedistructive ale materialelor prin metoda magnetică (Magdeburg — 1963); Colectivul ştiinţific al Facultăţii de tehnologie şi economie (A 10-a aniversare a Institutului de învăţămînt superior din Ilmenau — 1963); A doua consfătuire a inginerilor din Jena (1963).

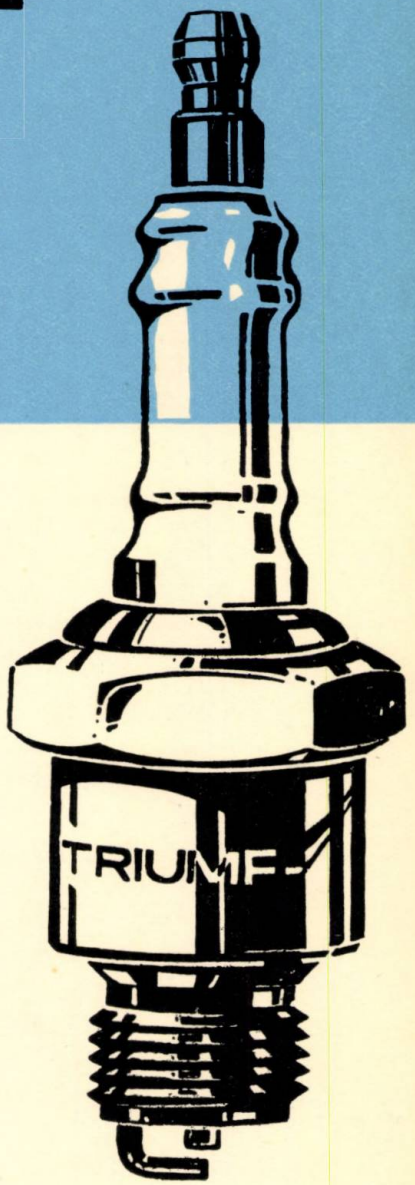
Cehoslovaţkaia tiajelaia promişlennosti, nr. 1/1964: *Polacek, K.* — Pentru dezvoltarea colaborării în construcţia de maşini pe linie CAER; *Panek, I.* şi *Novotni, V.* — Crearea laboratoarelor pentru încercarea întreruptoarelor de foarte înaltă tensiune; *Zelenka, L.* şi *Foltin, I.* — Epurarea gazelor în centralele electrice cu termoficare şi centralele termoelectrice din R.S.C.; *Gikel, I.* — Automatizarea şi mecanizarea operaţiilor de formare din turnătorii; *Kratohvil, M.* — Supraalimentarea de joasă presiune a motoarelor Diesel în doi timpi; *Schmidt, I.* — Utilaj pentru producţia de brînză. **Nr. 2/1964:** *Erie, I.* — Dezvoltarea construcţiilor de turbine cu abur; *Dragi, I.* şi *Grummer, I.* — Turbina cu abur Skoda de 200 MW; *Juza, I.* — Adaptarea rapidă a turbinelor cu abur la variaţiile regimului de funcţionare; *Dragi, I.* — Prelucrarea paletelor ultimelor trepte ale turbinelor cu abur de dimensiuni mari; *Belik, D.* şi *Dobjal, Z.* — O nouă metodă de încercare a turbinelor cu abur Skoda; *Orna, M.* şi *Sulek, M.* — Studiul experimental al eforturilor unitare în elementele turbinelor cu abur; *Fischer, I.* — Sistemul de reglare a turaţiei turbinei de 107,4 MW în timpul funcţionării; *Budin, M.* — Turbina cu abur de 50 MW fabricată de uzina de maşini nr. 1 din Brno. **Nr. 3/1964:** *Holub, F.* — Pavilionul radiochimic al Institutului cehoslovac de cercetări nucleare; *Jenicek, A.* şi *Kortus, J.* — Staţia de dezactivare a resturilor radioactive de la Institutul cehoslovac de cercetări nucleare; *Vysondil, C.* şi *Lebloch, J.* — Tractor cu o singură axă cu remorcă; *Pechaty, K.* — Experienţa cîştigată la frezarea cu plăcuţe din carburi; *Skrabal, M.* — Uscarea resturilor de sfeclă după extragerea sucului. **Nr. 4/1964:** *Kraus, F.* — Problemele transporturilor urbane; *Kosina, A* şi *Krejsa L.* — Noua locomotivă Diesel electrică Co'—Co' de 1 350 CP; *Duchek, L., Zdaril, L.* şi *Kocarek, M.* — Caroserii din materiale plastice armate cu fibre de sticlă; *Rysavy, A.* — Automotor seria M240. O; *Vrabec, E.* — Navă frigorifică cu motor „Refrigerator"; *Mertl, A.* şi *Bärtl, L.* — Bazele economice ale liniilor de forjă LKM. **Nr. 5/1964:** Contribuţia Cehoslovaciei la comerţul mondial; *Kuzvart, M.* şi *Neuzil, J.* — Prospectarea geologică a zăcămintelor de materii prime pentru producţia de ceramică şi ciment; *Nemec, V.* — Instalaţie pentru fabricarea acidului citric; *Hercik, F.* — Utilaj ceho-

slovac pentru fabricile de bere; *Dornicak, L.* — Motoare electrice MEZ seria AP; *Polacek, M.* şi *Pluhar, L.* — Motoare actuale de cercetare a vibraţiilor la operaţiile de rectificare; *Kalina, L.* şi *Egermaiev, J.* — Noua serie de strunguri Skoda tip SIU.

Gep nr. 1/1964: *Lettner, F.* şi *Ligeti, G.*— Industria constructoare de maşini la al 5-lea Tîrg Internaţional de la Brno; *Reti, P., Kalman, J.* şi *Barna, G.* — Experimentări asupra detectării cu ajutorul ultrasunetelor a amorselor de rupere la oboseală; *Ulbrich, S.*— Stadiul actual al maşinilor-unelte agregat; *Czibere, T.* — O metodă de calcul integral al profilelor paletelor de turbine; *Raduly, E.* — O nouă metodă de determinare a caractristicilor tehnice ale strungurilor; *Rabel, Z.* — A doua conferinţă tehnică internaţională de presă; *Udvardy, B.* — Revista periodicelor despre maşini-unelte. **Nr. 2/1964:** *Németh, T.* — Proiectarea atelierelor de montaj; *Sinko, J.* — Construcţia dispozitivelor automate de alimentare a maşinilor-unelte; *Udvardy, B.* — Revista revistelor de maşini-unelte; *Látrányi, J* — Debitarea geometică a pompelor cu roţi dinţate; *Flamisch, O.* şi *Nádasi, E.* — Efectul de şuntare în sudarea prin puncte a tablelor subţiri de oţel; *Fodor, J., Keomley, G.* şi *Ury, J.* — Studiul uzurii pieselor de automobil cu ajutorul radioizotopilor; *Bardocz, J.* — Influenţa tratamentului termic al oţelurilor rapide cu conţinut mediu de wolfram asupra durabilităţii. **Nr. 3/1964:** *Helm, L.* Sistem pneumatic unitar pentru control; *Gyulai, F., Potencz, I.* şi *Ciocîrlan, C.* — Studiul curbelor caracteristice de cavitaţie a pompelor cu palete; *Kardoş, A.* — Studiul durabilităţii sculelor pentru prelucrarea aliajelor de aluminiu; *Hajdu, G.* — Noţiuni despre precizia maşinilor-unelte şi bazelor de determinre a clasei de precizie; *Zsáry, À.* — Încercarea la oboseală a materialelor de biele; *Flieger, N.* — Stadiul actual al producţiei de materiale de sudură din R.P.U.; *Baránszky-Job, I.* — Referat asupra celei de-a IV-a Conferinţă internaţională de sudură de la Leipzig. **Nr. 4/1964:** *Szantay, B.* — Măsuri de protecţie împotriva coroziunii în construcţia de aparate pentru industria chimică; *Andrasfay, E.* — Metode noi de încercare la rezistenţă cu echipament rezistent la temperaturi înalte; *László, H.* — Studiul analitic al vitezei şi acceleraţiei distribuţiilor cu came; *László, T.* — Standardizarea oţelurilor nealiate; *Mihályi, E., Milotay, G.* şi *Sinay, G.* — Material de calcul pentru determinarea eforturilor de contracţie; *Stvrteczky, F.* şi *Szabo, A.* — Unele rezultate ale studiului privind lăţimea pompelor centrifuge.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁRÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Revista Construcţia de Maşini, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la Administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti. c. 2232



Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UȘOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

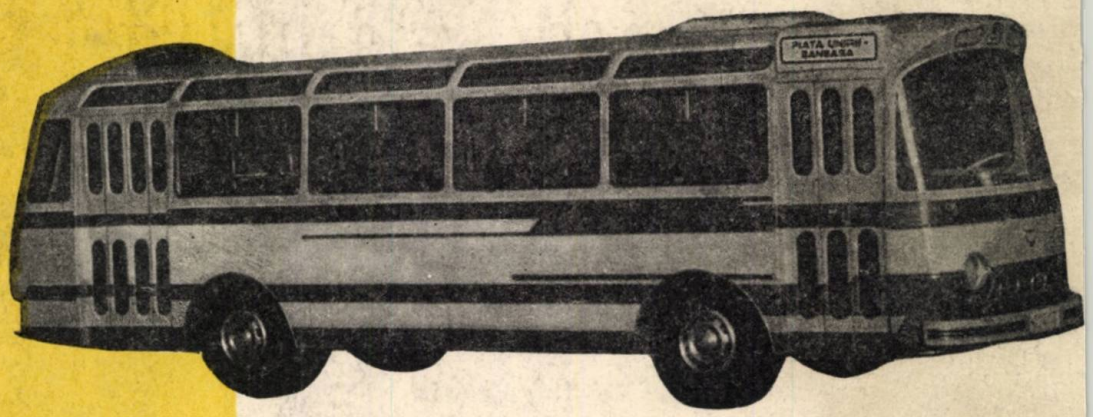
L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

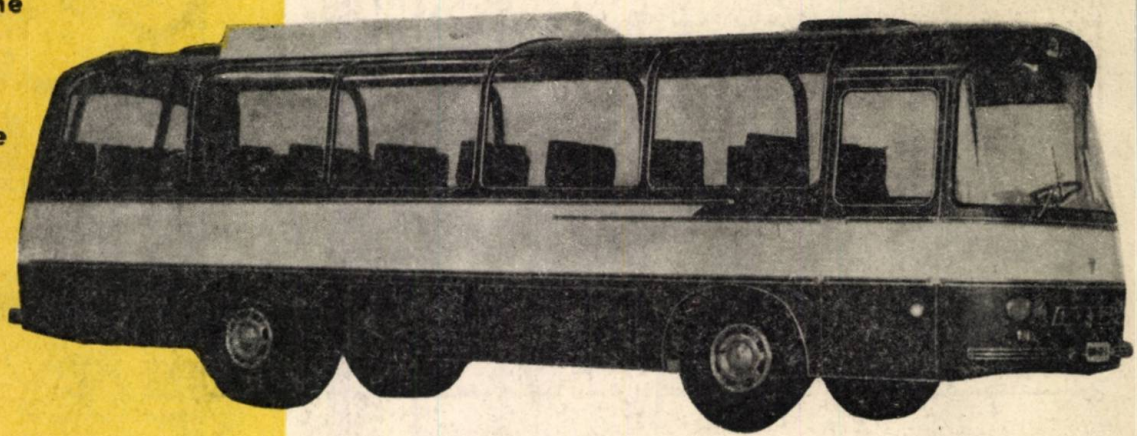
UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI

produce:

Autobuze urbane de medie capacitate



Autobuze interurbane de medie capacitate



Uzina **AUTOBUZUL** București

RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVI • Nr. 6 • IUNIE 1964

UZINELE

Steagul Roșu

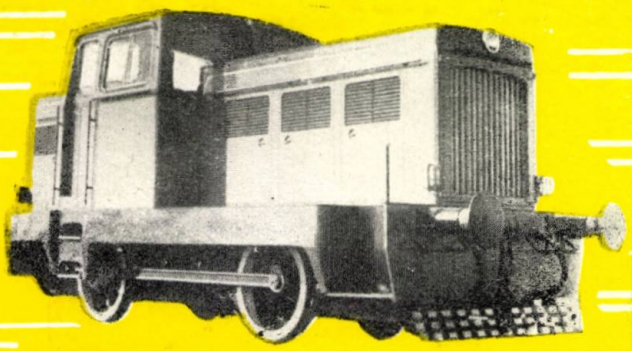
BRASOV

produc

Autocamioane

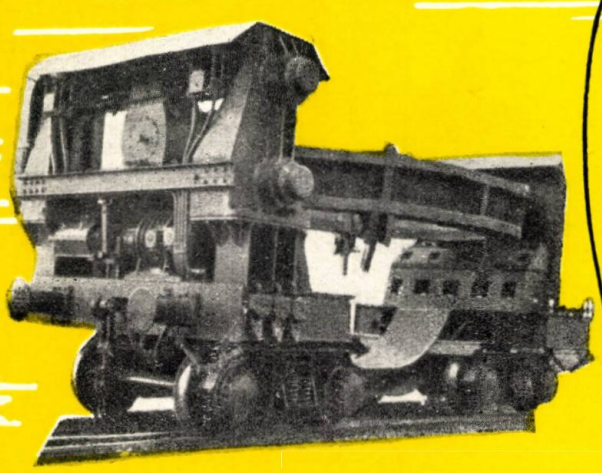
E 3279

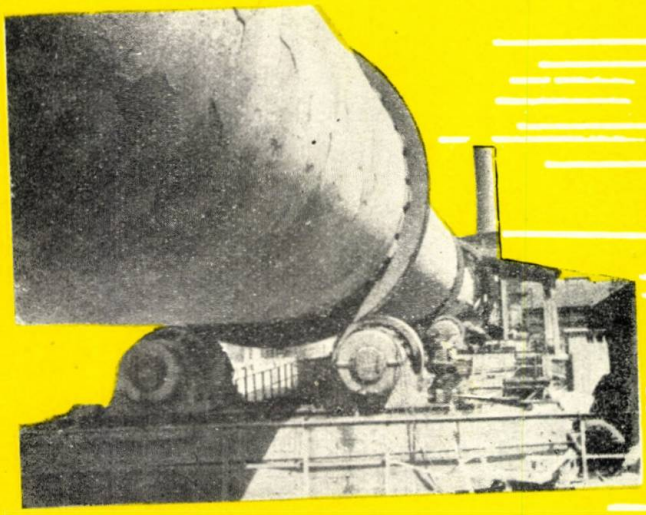
aterial ruiant
tomotoare de mare viteză și capacitate
comotive de manevră pentru cale normală



UZINELE 23 AUGUST

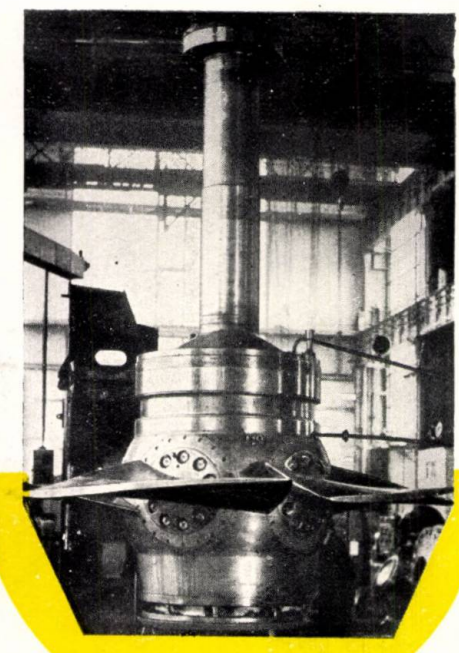
Vagoane-cisternă, de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant

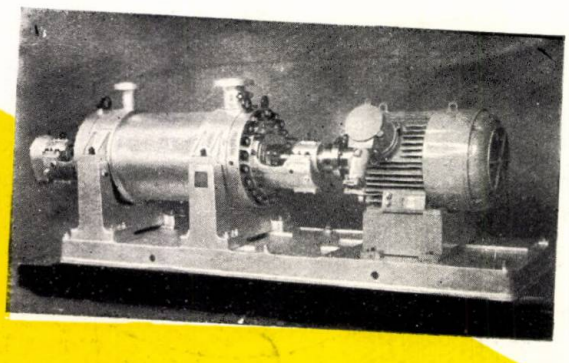


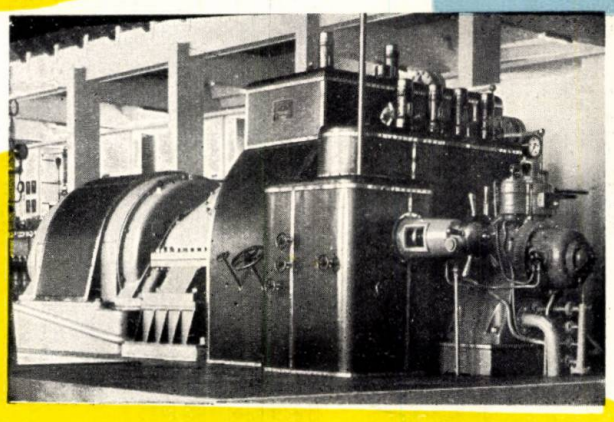


Agregate și aparataje pentru industria chimică
Agregate și utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment de 800 și 1 200 t/zi

UZINA DE







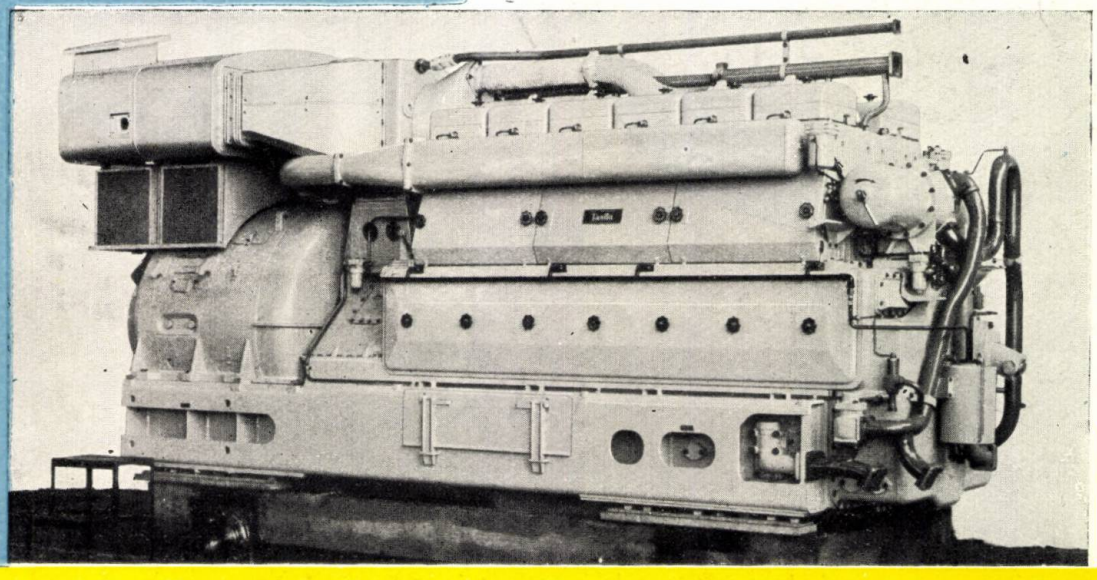
- **TURBINE CU ABUR** pînă la 10 MW
  - cu condensație
  - cu priză
  - cu contrapresiune
- **TURBINE HIDRAULICE**
- **POMPE CENTRIFUGALE PENTRU PRODUSE PETROLIERE**
  - 60 at, 325°C, 60 m^3/h
  - 40 at, 60°C, 40 m^3/h
- **COMPRESOARE DE AER**
  - 1 V — 15/7
  - 2 V — 30/7
  - 3 V — 45/7
- **TURBOSUFLANTE**
  - 15 000 Nm^3/h — 3 m col.apă
  - 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata
  - 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata
- **LOCOMOTIVE CU ABUR**
- **TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE • MOTOARE ELECTRICE PESTE 50 kW**
- **PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL**
- **UTILAJ CHIMIC**
- **UTILAJ HIDROENERGETIC**
- **UTILAJ SIDERURGIC**

CONSTRUCTII DE MASINI

MOTOR DIESEL

de 2 300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel
electrice de 2 100 CP

UCM Resita



CARBOCHIM
CLUJ

PRODUSE ABRAZIVE

ELECTROCORINDON

CARBURĂ DE SILICIU

PIETRE DE POLIZOR

ABRAZIVI PE SUPORT

PRODUSE CĂRBUNOASE

ELECTROZI SIDERURGICI

ELECTROZI DE BATERII

ELECTROZI DE CRĂIȚUIRE

PASTĂ DE ELECTROZI

CARBOCHIM

UZINA Vulcan EXECUTĂ

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA" de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

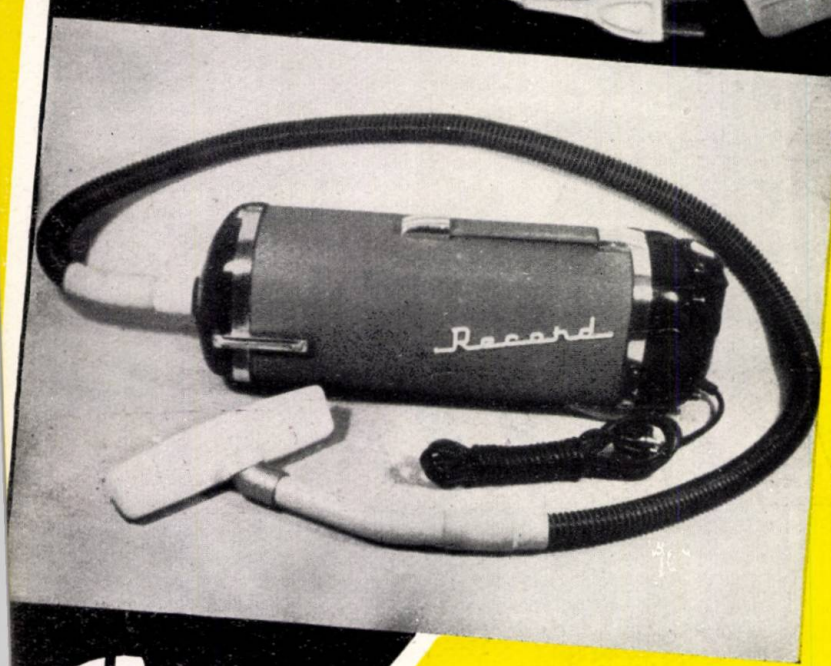
UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

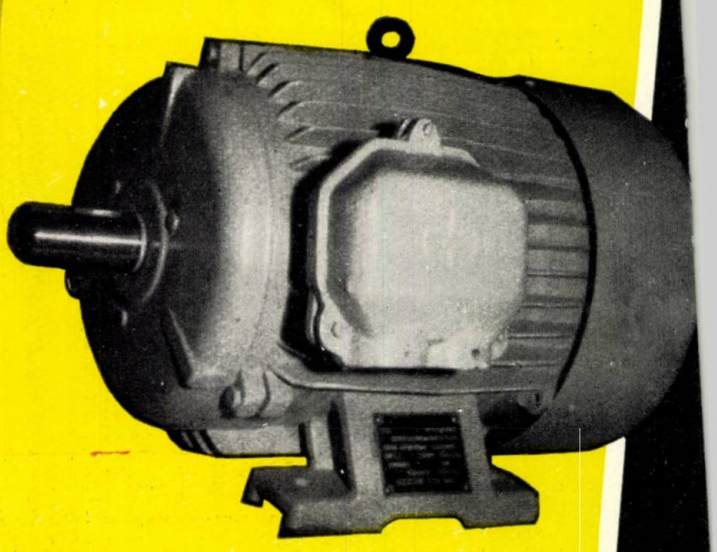
Contractarea la export se face prin intermediul firmei

„INDUSTRIALEXPORT"

str. Gabriel Peri nr. 2, București

Intreprinderea ELECTROMOTOR TIMIȘOARA





Execută:

- **motoare electrice asincrone trifazate, cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4—30 kW**
- **aspiratoare de praf tip „Record"**
- **uscătoare de păr tip „Zefir"**
- **ventilatoare de masă**

ÎNFRĂȚIREA

Uzina de mașini-unelte Oradea

produce

MAȘINI-UNELTE AȘCHIETOARE

— Raboteze de 425 și 700 mm

— Mașini de găurit 416, 425, 640

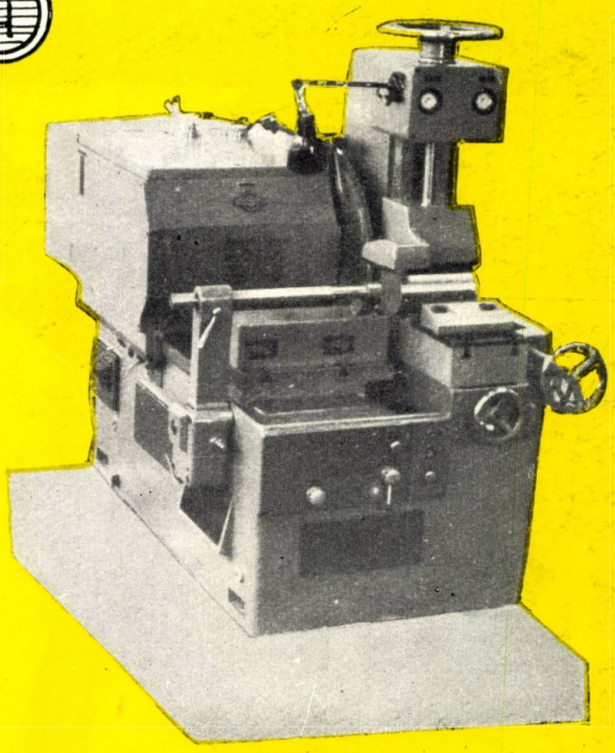
— Prese cu excentric de 25, 40 și 63 t

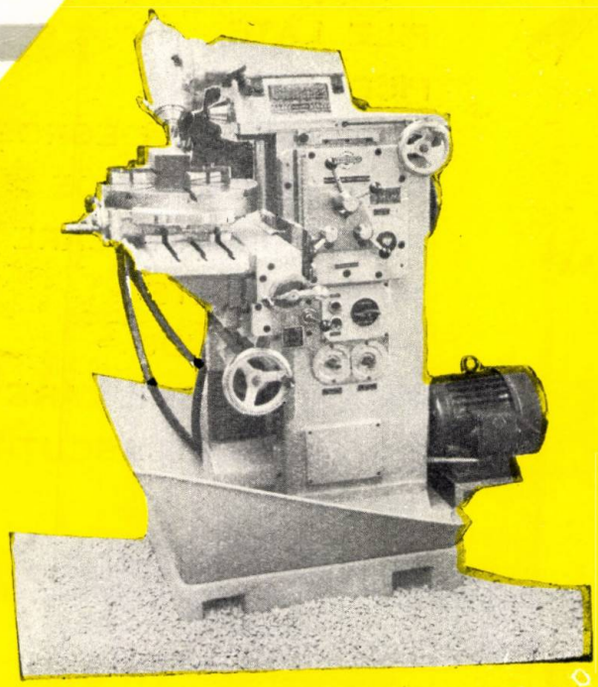
— Freze universale pentru sculărie

— Ferăstraie circulare de 610 și 710 mm

— Ciocane pneumatice de 63 și 160 kg

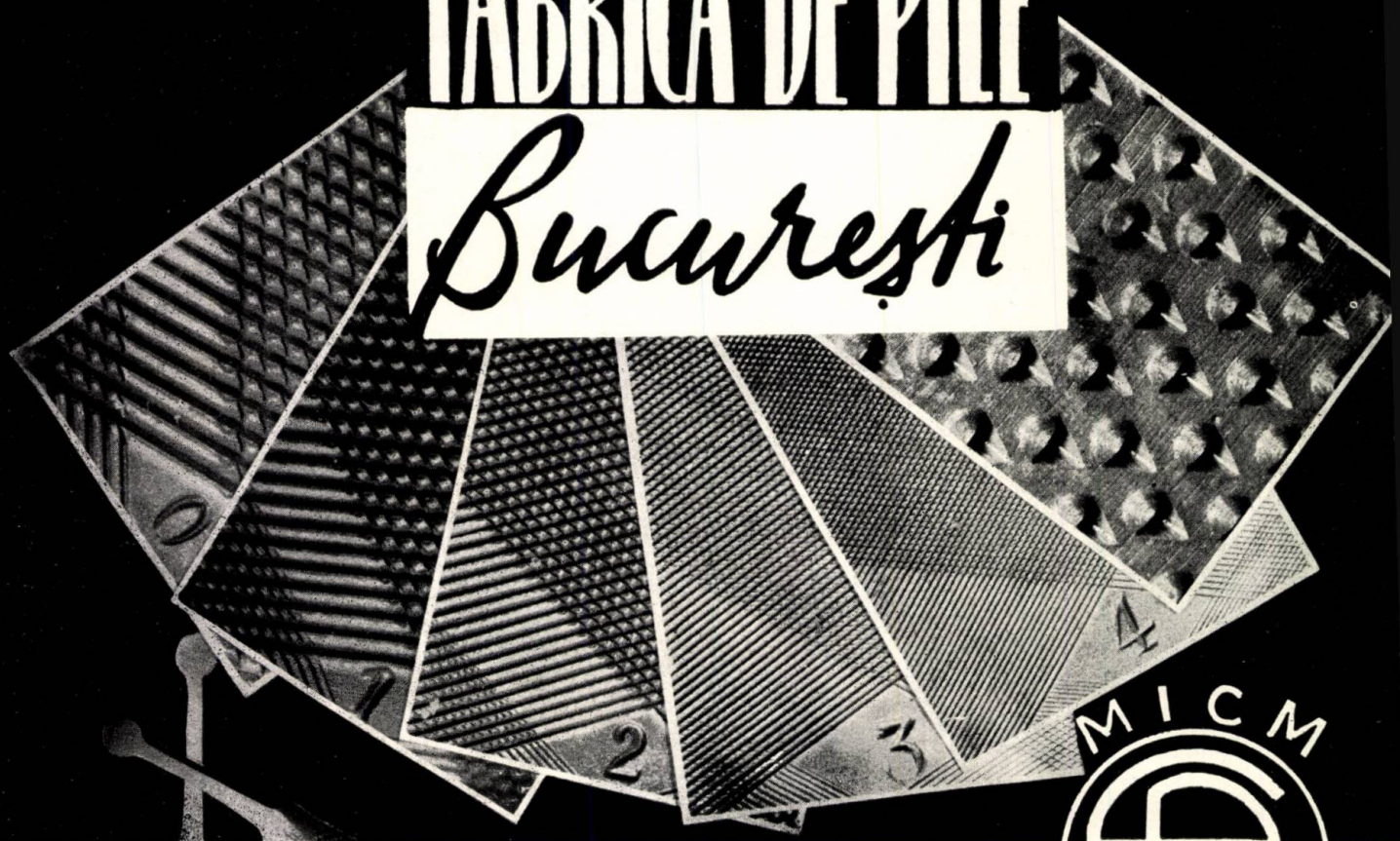
ÎNFRĂȚIREA



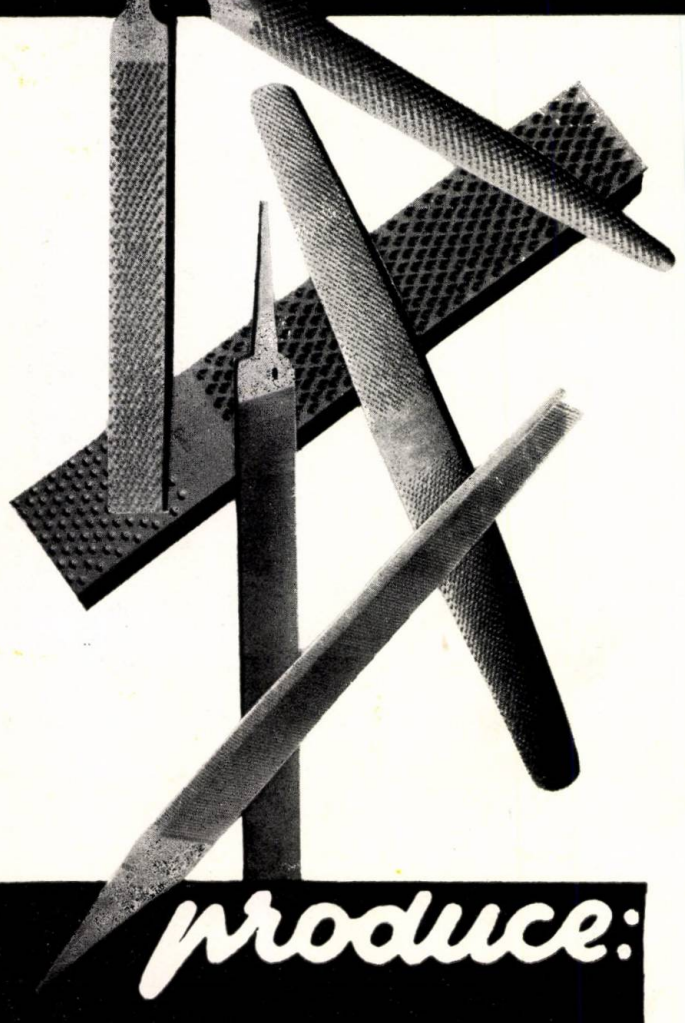


FABRICA DE PILE

București



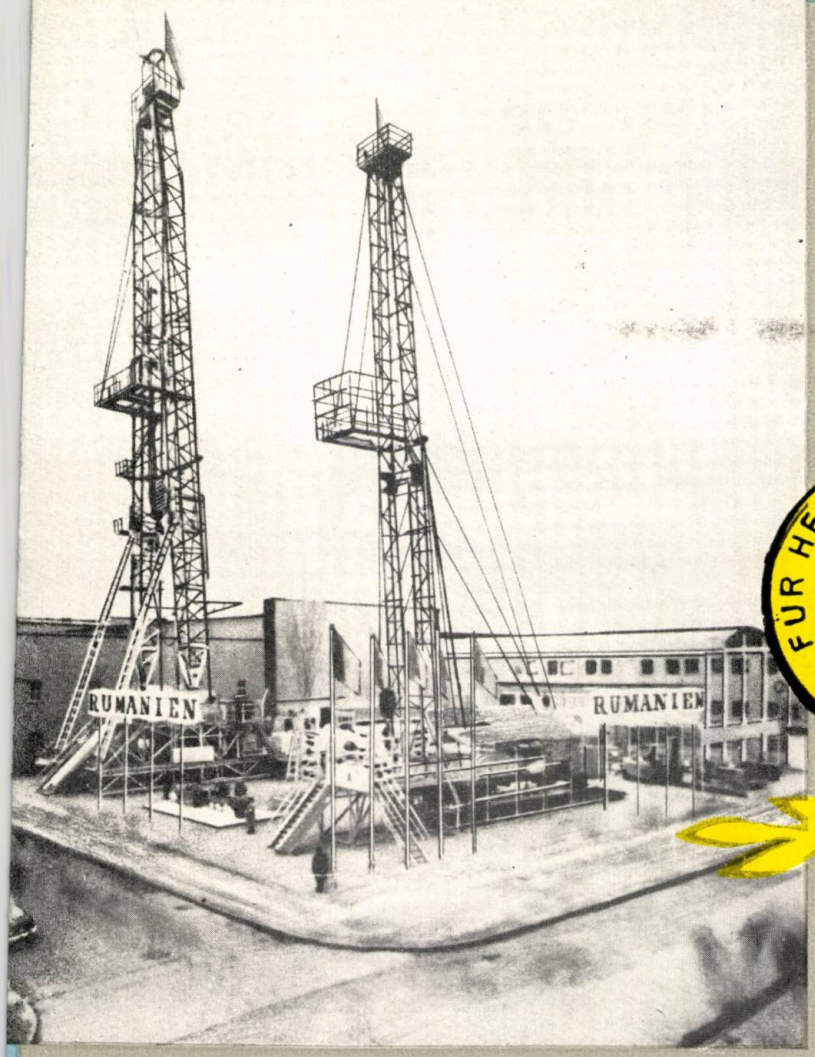
MICM



produce:

- PILE LATE
- PILE ASCUȚITE
- PILE PENTRU DEGROȘAT
- PILE SEMIROTUNDE
- PILE TRIUNGHIULARE
- PILE PĂTRATE
- PILE ROTUNDE
- PILE TRIUNGHIULARE PENTRU ASCUȚIT
- RAȘPILE

de la 100 la 500 mm, de tăieturi 0, 1, 2, 3, conform STAS 631/1949, precum și diferite pile și rașpile cu înfrebuințări speciale.



„Medalia de aur acordată instalației de foraj 3DH-200A la Tîrgul internațional de primăvară de la Leipzig 1964 pentru nivel tehnic ridicat și mod de prezentare".

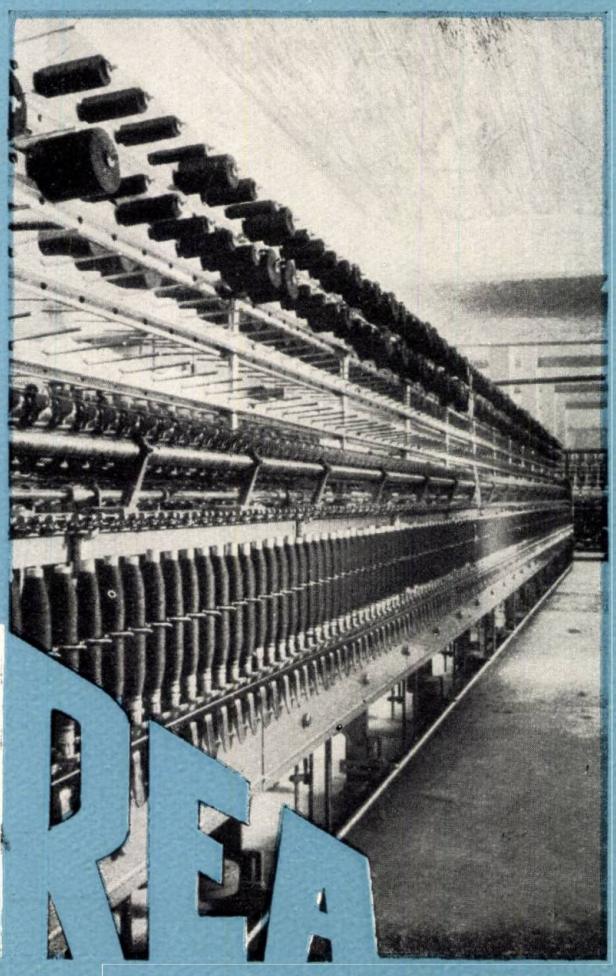
FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T50-A, T50-B
- Instalații de foraj 2DH-75A, 4LD-150B, 3DH-200A
- Pompe cu transmisie pentru noroi de 465 CP și 800 CP
- Agregate de cimentare AC-400M1
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12", și 16"
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1



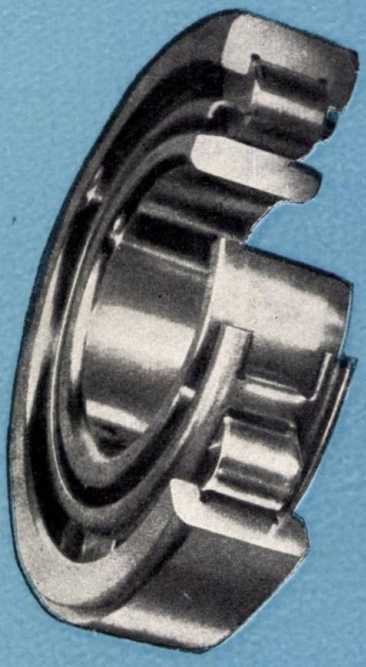
UNIREA

UZINELE METALURGICE „UNIREA"
CLUJ, PIAȚA 1 MAI, 2–3

LIVREAZĂ:

- Carde de bumbac, tip C
- Războaie automate de țesut bumbac, tip A
- Ratiere pentru războaie, tip A
- Mașini de pieptănat lînă, tip PL
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R
- Mașini de filat lînă pieptănotă, tip FLP
- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat, tip Fl
- Cilindri canelați pentru mașini de filat
- Liniale pentru carde de bumbac
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă
- Trenuri de laminaj de mare întindere
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă
- Piese brute turnate din fontă cenușie
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în coji de bachelită

FABRICA DE RULMENȚI BÎRLAD



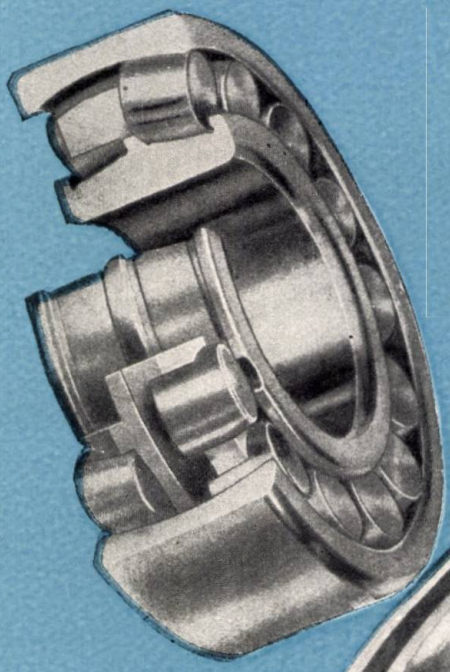
Înzestrată cu mașini specializate de mare productivitate și precizie, cu laboratoare modern utilate și cu aparate de control de înaltă tehnicitate.

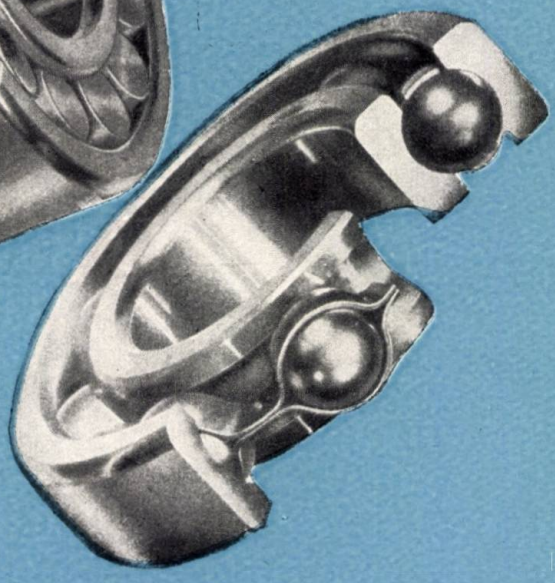
F R B

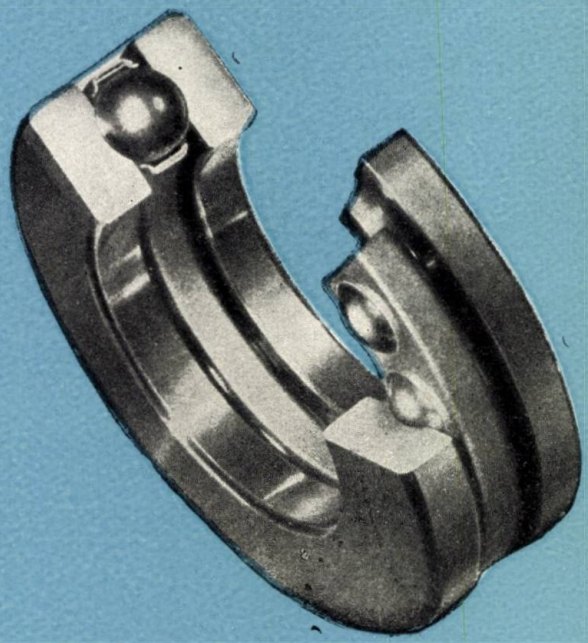
MADE IN RUMANIA

produce

- **SORTIMENTE LARGI DIN RULMENȚII:**
- **radiali cu bile, pe un rînd;**
- **axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;**
- **radiali cu role cilindrice, pe un rînd;**
- **radiali-oscilanți cu role-butoi, pe două rînduri;**
- **rulmenți de construcție specială ca: rulmenți radiali cu role cilindrice, pentru vagoane de călători și vagoane de marfă; rulmenți pentru utilaj petrolier; rulmenți pentru tractoare și camioane; rulmenți pentru utilaj siderurgic etc.**



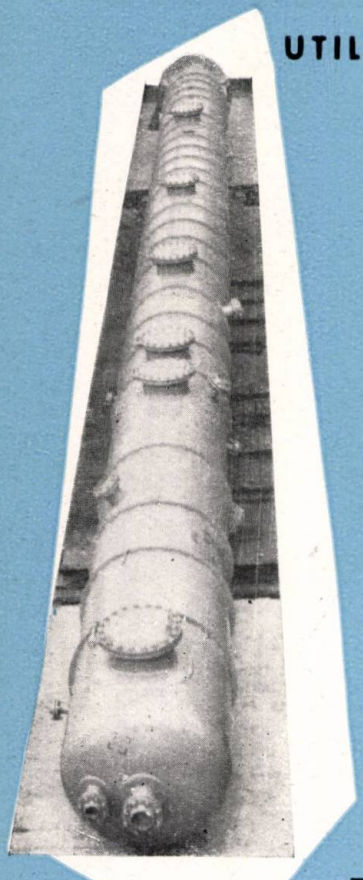




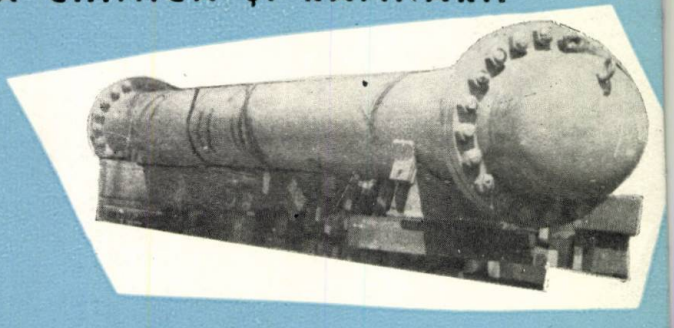
UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIEȘTI

livrează:

UTILAJ PENTRU INDUSTRIA CHIMICĂ ȘI RAFINĂRII



— condensatoare
— schimbătoare de căldură
— reactoare
— evaporatoare
— coloane de rectificare



RULMENȚI DE DIFERITE TIPURI

— rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role-butoi asimetrice pentru capetele hidraulice 29456 și 29436 ;

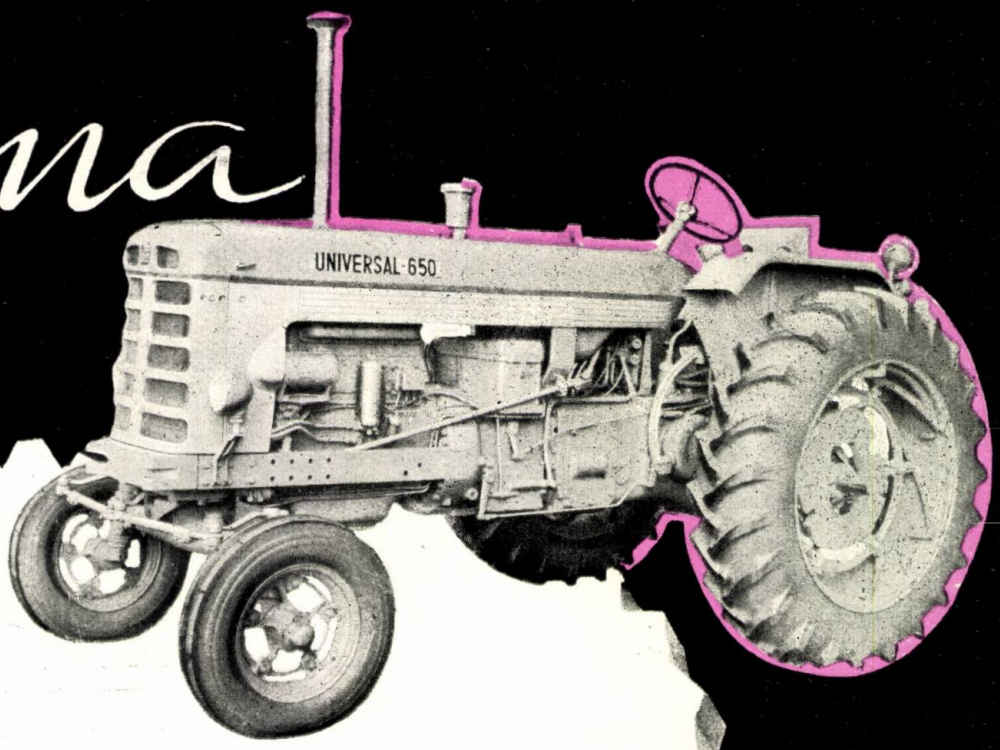
— rulmenți radiali cu role cilindrice pe un singur rînd, de 70 — 600 mm diametru ;

— rulmenți radiali oscilanți cu role-butoi pe două rînduri, de 100 — 400 mm diametru ;

— rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60 — 400 mm diametru ;

— rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotari), de 600 — 1 100 mm diametru.

Uzina



TRACTORUL

BRAȘOV

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

- **cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;**
- **cu cale îngustă (roți jumelate).**

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

ȘANTIERUL NAVAL Galați

produce:

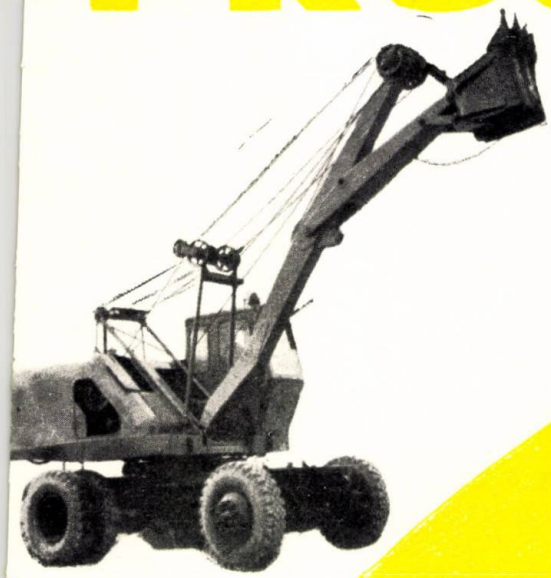
Cargouri de 3250/4500tdw

Motonave de 2000t

Uzina de utilaj greu

PROGRESUL

BRAILA



EXCAVATOR E 0,3

PRODUCE:

Excavatoare pe pneuri
Rulouri pe valțuri sau pneuri, statice sau vibratoare
Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrișetoare, greble, trolii
Utilaj chimic și petrolier
Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valțuri
Mori cu masă rotativă sau bile

Linii ceramice
Linii de argilă expandată
Prese pentru cărămizi și țigle
Vagoane siderurgice
Melanjoare
Cilindri și caje
Mașini de sfărîmat și brichetat așchii
Foarfece de tăiat țagle și platine
Linii de aglomerare
Mașini de extracție
Prese mecanice pentru matrițat, ștanțat, debavurat și ambutisat
Osii montate pentru vagoane de cale ferată.

CONCASOR MOBIL PE PNEURI CU TRIOR C.M. 6

DIN SPECIALITĂȚILE UZINEI:

Arbore cotit cu fibraj continuu pentru motorul 2 100 CP al locomotivei Diesel electrice
Piese forjate de 20 — 25 — 28 t, din lingouri pînă la 40 t
Axe cotite forjate cu fibraj continuu
Reductoare de mare putere, probate și rodate
Oțeluri refractare cu Ni pînă la 14% și Cr pînă la 26%, turnate în piese
Oțeluri manganoase cu 10 — 14% Mn și 0,9 — 1,4% C, turnate în piese

UZINA TRACTOR BRAȘOV

URB

Produce

RULMENȚI CU BILE, ROLE ȘI ACE

pentru:

mașini-unelte, camioane, tractoare, pompe, mașini agricole, motoare electrice

RULMENȚI RADIALI CU BILE

110 — 124 (6010 — 6024)
202 — 226 (6202 — 6226)
302 — 330 (6302 — 6330)
403 — 418 (6403 — 6418)

RULMENȚI CU ROLE CONICE

7206 — 7230 (30206 — 30230)
7306 — 7324 (30306 — 30324)
7506 — 7530 (30206 — 30230)
7608 — 7624 (30308 — 30324)

RULMENȚI CU ACE

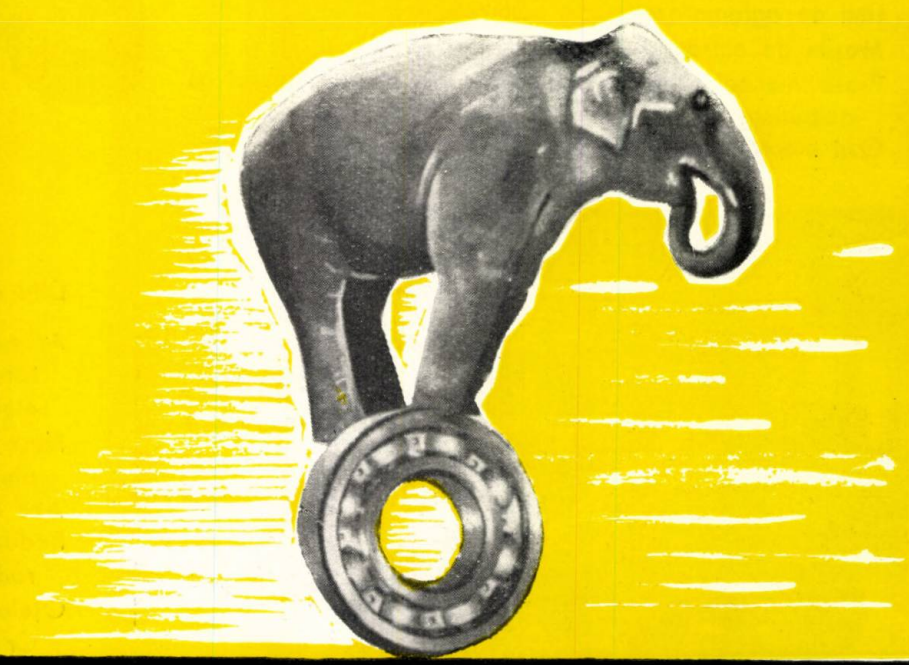
864708—864720
942/17—942/35
943 17—943 50
4074105—4074120

RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN

704702, 804701
704903, 804704
704904, 804705

RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUA RÎNDURI

3182118 — 3182122



STR. PODULUI Nr. 2 • TEL.: 6641 • TELEX. 0345

MŰSZAKI KÖNYVTÁR

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVI, IUNIE 1964, Nr. 6

CUPRINS

CONSTRUCȚIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

GRECU, T. ȘI ASCHENDORF, A.: **Utilizarea instalațiilor de turbine cu gaze în tracțiunea feroviară** 297

ERNEY, GH.: **Calculul și controlul teșirii danturii roților dințate în evolventă cu dinți drepți** 305

IONAȘIU, P.: **Noi orientări în studiul scurgerii fluidelor în turbinele cu abur** 310

CÎRDU, M.: **Îmbunătățiri constructive la turbinele cu abur VPT 50—3 și VPT 12** 318

OPRENDEK, A.: **Contribuții la realizarea unei metode defectoscopice pentru controlul etanșeității cusăturilor** 322

TEHNOLOGIE

MARFIEVICI, D.: **Roți de transmisie din bachelită utilizate pentru antrenarea fuselor la mașinile de filat și răsucit** 325

ORGANIZAREA ȘI ECONOMIA PRODUCȚIEI

OPRESCU, A.: **Eficiența tehnico-economică a tipizării și standardizării la produsele fabricate de uzinele „Timpuri noi"** 331

PENTRU TÎNĂRUL INGINER

CRUCEANU, A.: **Calculul solicitării la șoc a cablurilor** 334

Documentare 340

Recenzii 347

Cronică 349

Informații 349

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R.P.R., și conf. ing. M. SOARE — Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621.438: 625.282–83

Grecu, T. şi *Aschendorf, A.* : **Utilizarea instalaţiilor de turbine cu gaze în traeţiunea feroviară.**

Se analizează, în funcţie de parametrii tehnico-economici caracteristici, posibilităţile de utilizare a instalaţiilor de turbine cu gaze în traeţiunea feroviară, în condiţiile specifice R.P.R.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 297–305

CZ 621.833.62

Erney, Gh. : **Calculul şi controlul teşirii danturii roţilor dinţate în evolventă cu dinţi drepţi.**

Se prezintă o metodică pentru realizarea unei flancări corecte a danturii în evolventă, dîndu-se indicaţii asupra modului în care trebuie determinaţi parametrii necesari execuţiei şi controlului respectiv.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 305–310

CZ 621.165.001.57

Ionaşiu, P. : **Noi orientări în studiul scurgerii fluidelor în turbinele cu abur.**

Se analizează din punct de vedere teoretic şi practic metodica determinării parametrilor turbinelor cu abur prin intermediul modelelor insuflate cu aer.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 310–318

CZ 621.165 (09)

Cîrdu, M. : **Imbunătăţiri constructive la turbinele cu abur VPT 50—3 şi VPT 12.**

Se prezintă modificările constructive care au determinat ameliorarea parametrilor tehnico-economici ai turbinelor VPT 50—3 şi VPT 12 realizate la Uzinele de construcţii de maşini — Reşiţa.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 318–322

CZ 621.791.053 : 620.179.6

Oprendek A. : **Contribuţii la realizarea unei metode defectoscopice pentru controlul etanşeităţii cusăturilor.**

Se propune utilizarea soluţiei de hidroxid de amoniu şi a nitratului mercuros ca reactivi pentru depistarea defectelor de etanşeitate a îmbinărilor recipientelor.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 322–325

CZ 621.831:677.052–585.12: 678.632'32'21

Marfievici, D. : **Roţi de transmisie din bachelită utilizate pentru antrenarea fuselor la maşinile de filat şi răsucit.**

Se evidenţiază avantajele înlocuirii transmisiilor cu tambure metalice la maşinile de filat şi răsucit prin transmisii cu roţi de bachelită.

Construcţia de Maşini 16 (1964) nr. 6, p. 325–331

CZ 621.43 : 621.51 : 338.04 : 338.063.44

Oprescu, A. : **Eficienţa tehnico-economică a tipizării şi standardizării la produsele fabricate de uzinele „Timpuri noi".**

Se analizează aspectele raţionalizării producţiei la uzinele „Timpuri noi" evidenţiindu-se eficienţa tehnico-economică a măsurilor luate.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 331–333

CZ 621.86/87.065.3 : 620.178.1

Cruceanu, A. : **Calculul solicitării la şoc a cablurilor.**

Se prezintă o metodă de calcul al cablurilor de tracţiune solicitate la şoc.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 334–339

DIN NUMĂRUL VIITOR

VASILESCU, C. A. şi **BARBESCU, B.** : **Incercări cu difuzoare de antecameră cu număr diferit de orificii la un motor cu aprindere prin compresiune.**

GORDEEV, P. A. : **Stadiul actual şi dezvoltarea motoarelor Diesel navale lente în doi timpi, de mare putere.**

TUTUNARU, D. şi **SEGĂRCEANU, M.** : **Contribuţii la studiul mecanismelor sferice pentru acţionarea aparatelor de tăiere la maşinile de recoltat.**

MURĂROIU, I. **Tehnologia de grup, sursă pentru realizarea economiei de metal.**

LUPESCU, I. şi **MAIOR, GH.** : **Sudarea unor oţeluri aliate inoxidabile şi refractare.**

MARFIEVICI, D. : **Separator de balon flexibil pentru maşinile de răsucit şi filat, cu inele.**

CĂLINESCU, V. : **Metoda traseului critic, o nouă metodă pentru planificarea şi controlul execuţiei economice a fazelor de realizare a obiectivelor activităţii industriale.**

ELEKES, C. şi **PALLA, I.** : **Asupra determinării rigidităţii statice şi dinamice a strungurilor.**

ДК 621.438 625.282–84

Греку, Т. и *Ашендорф, А.*: **Использование газотурбинных установок в железнодорожной тяге.**

В зависимости от соответствующих технико-экономических параметров анализируются возможности применения газотурбинных установок для железнодорожной тяги в специфических для РНР условиях.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 297–305

ДК 621.833.62

Эрней, Г.: **Расчет и контроль скоса зубьев эвольвентных шестерен с прямыми зубьями.**

Предлагается метод получения правильной боковой поверхности эвольвентных зубьев, причем даются указания относительно способа определения параметров, необходимых для изготовления и контроля

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 305–310

ДК 621.165.001.57

Ионашиу, П.: **Новое направление в области исследования течения флюидов в паровых турбинах.**

Проводится теоретический и практический анализ метода определения параметров паровых турбин, с помощью продуваемых воздухом моделей.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6 p. 310–318

ДК 621.165 (09)

Кырду, М.: **Конструктивные усовершенствования паровых турбин ВПТ 50-3 и ВПТ 12.**

Описываются конструктивные изменения, обусловившие усовершенствование технико-экономических параметров паровых турбин ВПТ 50-3 и ВПТ 12, выпускаемых машиностроительным заводом в Решице.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 318–322

ДК 621.831 : 677.052–585.12 : 678.632'32'21

Оприндек, А.: **К вопросу разработки дефектоскопического способа контроля герметичности швов.**

Предлагается использование раствора гидрата аммония и нитрата ртути в качестве реактивов для выявления дефектов плотности швов на сосудах.

Construcţia de Maşini, 16 (1964), nr. 6, p. 322–325

ДК 621.791.053. : 620.179.6

Марфиевич, Д.: **Бакелитовые трансмиссионные шкивы, применяемые для привода веретен на прядильных и крутильных станках.**

Отмечаются преимущества замены металлических трансмиссий на прядильных и крутильных станках трансмиссиями с бакелитовыми шкивами.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 325–331

ДК 621.43 : 621.51 : 338.04 : 338.063.44

Опреску, А: **Технико-экономическая эффективность типизации и стандартизации изделий, выпускаемых заводом „Тимпурь Ной".**

Анализируются аспекты рационализации производства на заводе „Тимпурь Ной", причем отмечается технико-экономическая эффективность принятых мероприятий.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 331–333

ДК 621.86/87.065.3 : 620.178.1

Кручану, А.: **Расчет ударной нагрузки тяговых канатов.**

Описывается метод расчета ударной нагрузки тяговых канатов.

Construcţia de Maşini 16(1964), nr. 6, p. 334–339

DK 621.438 : 625.282–84

Grecu, T und *Aschendorf, A.*: **Die Anwendung der Gasturbinen im Eisenbahntrieb.**

Im Aufsatz werden, im Verhältnis zu den charakteristischen technisch-wirtschaftlichen Parametern, die Anwendungsmöglichkeiten der Gasturbinen im Eisenbahntrieb unter den spezifischen Bedingungen der RVR dargelegt.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 297–305

DK 621.833.62

Erney, Gh.: **Berechnung und Kontrolle der Zahnungsabschrägung bei Zahnrädern in Evolvente mit Geradezahnung.**

Es wird ein Verfahren zur Erzielung einer korrekten Zahnflanke in der Evolvente dargelegt und die Art und Weise beschrieben, wie die nötigen Parameter fur die Anfertigung und die entsprechenden Kontrolle bestimmt werden sollen.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 305–310

DK 621.165.001.57

Ionaşiu, P.: **Neue Ausrichtungen im Studium der Dampfströmung in Dampfturbinen.**

Im Aufsatz wird vom theoretischen und praktischen Standpunkt aus das Verfahren zur Bestimmung der Parameter der Dampfturbinen mit Hilfe von luftbetriebenen Modellen analysiert.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 310–318

DK 621.165 (09)

Cîrdu, M.: **Bauliche Verbesserungen der Dampfturbinen VPT 50—3 und VPT 12.**

Es werden die konstructiven Änderungen beschrieben, die zu einer Verbesserung der technischen und wirtschaftlichen Parameter der in den Maschinenwerken Reşiţa gebauten Turbinen VPT 50—3 und VPT 12 geführt haben.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 318–322

DK 621.791.053 : 620.179.6

Oprendek, A.: **Beiträge zur Ausarbeitung eines Prüfverfahrens zur Dichtigkeitskontrolle der Nähte.**

Es wird vorgeschlagen eine Lösung von Ammoniumhydroxyd und Quecksilbernitrat als Reagens für die Ermittlung von Dichtungsfehlern an der Verbindungsstellen der Behälter zu verwenden.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 322–325

DK 621.831 : 677.052 – 585.12 : 678.632'32'21

Marfievici, D.: **Transmissionsscheiben aus Bakelit für den Antrieb der Spindeln bei Spinn-und Zwirnmaschinen.**

Es wird darauf hingewiesen, dass es vorteilhafter ist wenn die Antriebstrommeln aus Metall bei Spinn-und Zwirnmaschinen durch Transmissionsräder aus Bakelit ersetzt werden.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 325–331

DK 621.43 : 621.51 : 338.04 : 338.063.44

Opresciu, A.: **Technische und wirtschaftliche Wirksamkeit der Typisierung und Standardisierung im Fabrikationsprozess der Timpuri noi — Werke.**

Es werden die Aspekte der Rationalisierung der Produktion in den Timpuri noi-Werken analysiert und technische und wirtschaftliche Wirksamkeit der ergriffenen Massnahmen unterstrichen.

Construcţia de Maşini 16 (1964) H. 6, S. 331–333

DK 621.86/87.065.3:620.178.1

Cruceanu, A.: **Berechnung der Stossbelastung der Kabel.**

Es wird ein Verfahren zur Berechnung der Zugseile dargelegt, die einer Stossbelastung ausgesetzt sind.

Construcţia de Maşini 16 (1964), H. 6, S. 334–339

CD 621.438 : 625.282 – 84

Grecu, T. et *Aschendorf, A.* : **L'utilisation des installations de turbines à gaz dans la traction par chemins de fer.**

Les auteurs examinent, en fonction des paramètres techniques et économiques caractéristiques, la possibilite d'utiliser les installations de turbines à gaz dans la traction par chemins de fer, en tenant compte des conditions spécifiques roumaines.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p 297 – 305

CD 621.833.62

Erney, Gh. : **Le calcul et le contrôle du chanfrein des roues dentées en développante, à dents droites.**

On présente une méthode pour réaliser un chanfrein correct de la denture en développante, en indiquant comment on doit déterminer les paramètres nécessaires à l'exécution et au contrôle respectif.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p. 305 – 310

CD 621.165.001.57

Ionaşiu, P. : **Orientation nouvelle dans l'étude de l'écoulement des fluides dans les turbines à vapeur.**

On analyse théoriquement et pratiquement la méthode de pétermination des paramètres des turbines à vapeur à l'aide de modèles dans lesquels on insuffle de l'air.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p. 310 – 318

CD 621.165 (09)

Cîrdu, M. : **Améliorations de la construction des turbines à vapeur VPT 50—3 et VPT 12.**

On présente les modifications de construction qui ont eu pour effet une amélioration des paramètres techniques et économiques des turbines VPT 50—3 et VPT 12, modifications mises au point aux usines de constructions de machines de Reşiţa.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p. 318 – 322

CD 621.791.053 : 620.179.6

Oprendek, A. : **Contributions à la réalisation d'une méthode défectoscopique pour contrôler l'étanchéité des cordons de soudure.**

On propose l'emploi de la solution d'hydroxyde d'ammonium et du nitrate de mercure comme réactifs, pour découvrir les défauts d'étanchéité dans les assemblages des récipients.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p. 322 – 325

CD 621.831 : 677.052 – 585.12 : 678.632'32'21

Marfievici, D. : **Roues de transmission en bakélite utilisées pour entraîner les tourillons des métiers à filer et à retordre.**

L'auteur montre les avantages du remplacement des transmissions à tambours métalliques par des transmissions à roues en bakélite, dans les métiers à filer et à retordre.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p. 325 – 331

CD 621.43 : 621.51 : 338.04 : 338.063.44

Oprescu, A. : **L'efficacité technique et économique de la typisation et de la standardisation des produits des usines „Timpuri noi".**

L'auteur étudie les aspects de la rationalisation de la production des usines „Timpuri noi" et souligne l'efficacité technique et économique des mesures adoptées.

Construcţia de Maşini 16 (1964), no. 6, p. 331 – 333

CD 621.86/87.065.3 : 620.178.1

Cruceanu, A. : **Le calcul de la sollicitation au choc des câbles.**

On expose une méthode de calcul des câbles de traction sollicités au choc.

Construcţia de Maşini 16 (1964) no. 6, p. 334 – 339

DC 621.438 : 625 282 – 84

Grecu, T. and *Aschendorf, A.* : **The utilization of gas turbine installations in the railway traction.**

The possibilities of using the gas turbine installations in the railway traction under the specific conditions of the R.P.R. are analysed in the light of the characteristic technical and economic parameters.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 297 – 305

DC 621.833.62

Erney, Gh. : **The calculus and control of the chamfering of toothing in evolute toothed wheels with straight teeth.**

A method is suggested for a correct chamfering of evolute toothing, giving some indications concerning the way of determining the parameters required by an adequate execution and control.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 305 – 310

DC 621.165.001.57

Ionaşiu, P. : **New developments in studying the flowing of fluids in steam turbines.**

The method of determining the parameters of steam turbines by means of air-injected models is analysed theoretically and practically.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 310 – 318

DC 621.165 (09)

Cîrdu, M. : **Constructive improvements in the steam-turbines VPT 50—3 and VPT 12.**

The author describes the constructive modifications which determined the improvement of the technical and economic parameters of the turbines VPT 50—3 and VPT 12 produced by the machine-building plant in Reşiţa.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 318 – 322

DC 621.791.053 : 620.179.6

Oprendek, A : **Contributions to the achievement of a defectoscopic method for controlling the tightness of joints.**

The use is suggested of the ammonium hydroxide solution and mercurous nitrate as reactants for discovering the tightness defects in receiver joints.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 322 – 325

DC 621.831 : 677.052 – 585.12 : 678.632'32'21

Marfievici, D. : **Bachelite driving pulleys used to drive the spindles in spinning and twisting machines.**

Stress is laid upon the advantages of bachelite wheel gears as substitutes for metallic cylinders gears in spinning and twisting machines.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 325 – 331

DC 621.43 : 621.51 : 338.04 : 338.063.44

Oprescu, A : **The technical and economic efficiency of typification and standardization of products at the „Timpuri noi" plant.**

Some production rationalization aspects are discussed, emphasizing the technical and economic efficiency of the measures taken at the „Timpuri noi" plant.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 331 – 333

DC 621.86/87.065.3 : 620.178.1

Cruceanu, A. : **The calculus of shock strain in pull ropes.**

A method of calculating the shock strain in pull ropes is presented.

Construcţia de Maşini 16 (1964), nr. 6, p. 334 – 339

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVI, IUNIE 1964, Nr. 6

MŰSZAKI KÖNYVTÁR

Construcție – Cercetare – Încercări

CZ 621.438 : 625.282 – 84

Utilizarea instalațiilor de turbine cu gaze în tracțiunea feroviară

Conf. ing. TITUS GRECU și ing. ALPHONSE ASCHENDORF

Directivele Congresului al III-lea al Partidului Muncitoresc Romîn prevăd „creșterea capacității de transport corespunzător ritmului susținut de dezvoltare a economiei, precum și schimbări esențiale în înzestrarea tehnică a transporturilor de deservire generală". În domeniul transportului feroviar se prevede ca locomotiva cu abur să fie înlocuită cu locomotive de randament superior — Diesel și electrice.

Pe această linie s-a considerat utilă și studierea locomotivelor cu turbine cu gaze (LTG), care au început să capete o largă răspîndire în unele țări puternic industrializate. Ca rezultat al acestui studiu, s-a propus stabilirea tipului adecvat de LTG pentru țara noastră.

Locomotivele cu turbine cu gaze (LTG) sînt mult mai avantajoase decît locomotivele cu abur; față de tracțiunea Diesel și electrică, LTG sînt comparabile, putînd fi uneori mai avantajoase, alte ori mai dezavantajoase, în funcție de condițiile de exploatare.

Ca avantaje ale LTG față de locomotiva Diesel apar: putere mare, la volum și greutate relativ reduse (48 kg/CP față de 63 kg/CP); construcție relativ simplă (numărul de repere 1/7 — 1/10 din cel de la locomotivele Diesel); posibilitatea de a folosi combustibil relativ ieftin (păcură); uzură relativ mică, deci interval mare între reparații, cheltuieli mici de întreținere, coeficient mare de utilizare anuală; consum mic de ulei; nu necesită apă; mers liniștit, solicitare favorabilă a căii și a trenului.

Ca dezavantaje sînt: randament cu circa 30% mai scăzut; randament variabil cu sarcina; randament și putere mult influențate de condițiile climatice; funcționare zgomotoasă.

Ca dovadă a calităților LTG menționăm că în anul 1961, în S.U.A., 18,1% din tonajul transportat era realizat cu LTG; timpul mediu de funcționare pe unitate era 4 361 ore/an; parcursul mediu era 17 000 km/lună, respectiv 204 000 km/an și locomotivă. În anul 1961 LTG au parcurs 5 750 000 km.

Faptul că randamentul variază puternic cu sarcina face ca LTG să nu fie indicată la liniile cu profil variabil. Sînt însă foarte bune ca locomotive de adaos la liniile cu rampă mare și continuă, întrucît pot dezvolta putere mare, iar în pantă pot merge cu motorul auxiliar Diesel. Sînt, de asemenea, recomandabile în țările cu distanțe mari și relief puțin variat, ca U.R.S.S., S.U.A. etc.

În țara noastră, LTG ar putea fi utilizate cu succes avînd o serie de linii cu profil ușor, ca: București—Constanța, București—Galați, București-Suceava, București—Craiova etc.

La LTG se pot utiliza instalații de turbine cu gaze cu ardere internă izobară și instalații cu generator de gaze cu pistoane libere (ITG).

ITG cu ardere internă izobară pot realiza putere unitară mare la dimensiuni reduse, cu uzură mică și consum redus de ulei, însă cu randament relativ scăzut. Considerînd cazul cel mai general al unui ciclu cu Z_c trepte de compresiune și Z_t trepte de destindere (fig. 1, în care este reprezentat procesul termic din ITG în diagrama $T-s$) și notînd cu:

β — raportul total de compresiune $\left(m = \beta \frac{k-1}{k}\right)$;

k — exponent adiabatic;

ψ — $\frac{T_s}{T_i}$ — raportul temperaturilor extreme;

σ — raportul de recuperare de căldură;

η_{te} — randamentul efectiv al turbinei;

η_{ce} — randamentul efectiv al compresorului;

δ_c, δ_T — factori de pierdere de presiune pe traseul pînă la turbină, respectiv după turbină,

se obțin următoarele ecuații pentru stabilirea raportului de compresiune:

— raportul de compresiune care duce la lucrul maxim:

$$m^{\frac{1}{z_c}+\frac{1}{z_T}} = \chi \eta_{Te}\, \delta_T\, \eta_{ce}\, \delta_c; \qquad (1)$$

— raportul de compresiune care duce la randamentul maxim:

$$\left\{(1-\sigma)\left[1+\frac{Z_T}{z_c}+\frac{1}{\eta_{Te}\delta_T}\left(\frac{1}{\psi}-1\right)\right]-Z_T\right\} m^{\frac{1}{z_c}+\frac{1}{z_T}} -$$

$$-\left[(1-\sigma)\left(2+\frac{z_c}{z_T}+\frac{Z_T}{z_c}\right)-(z_c+Z_T)\right] m^{\frac{1}{t_c}} + \qquad (2)$$

$$+(1-\sigma)\left[(\chi-1)\eta_{ce}\delta_c+1+\frac{z_c}{z_T}\right]-z_c\Big\}=0.$$

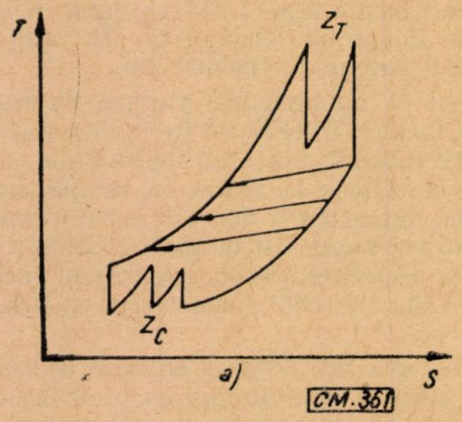


Fig. 1 a

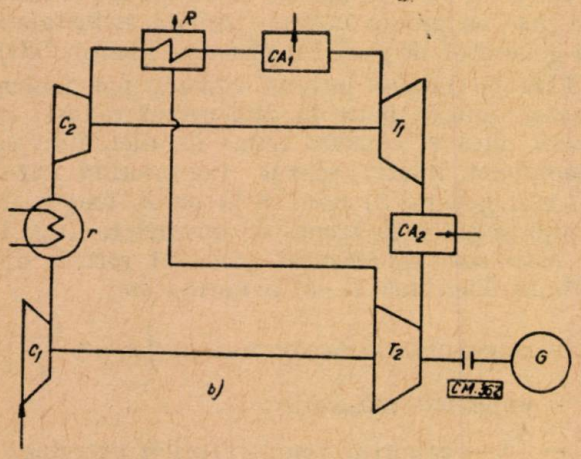


Fig. 1 b

În general, randamentul instalației crește cu χ, σ, η_c, η_T. Mărirea lui z_c și z_T duce la creșterea sensibilă a randamentului numai la instalațiile cu recuperare de căldură; pentru $\sigma = 0$, efectul mărimii lui z_c și z_T este redus.

Din cauza condițiilor de gabarit se folosesc ITG cu $z_c = z_T = 1$, iar $\sigma \leqslant 0{,}5$. Aceasta face ca randamentul actual să fie limitat la circa 0,24.

Pentru mărirea randamentului, principala metodă este mărirea temperaturii superioare, deci a lui χ, ceea ce impune folosirea aliajelor scumpe, ca nimonic 90 (12—21% Cr; 15% Co; 1,8—3% Ti; 46—57% Ni), vitallium (27,5% Cr; 5,6% Nb; 67% Co), S—816 (18% Cr, 20% Ni, 44% Co, 3% Nb; 4% W), permițînd ca temperatura de durată să fie $t_s = 700°C$.

Temperaturi mai ridicate se pot utiliza numai în condițiile unei răciri intense a turbinei (carcasă, rotor, palete). Pînă la temperatura de 900°C este suficientă răcirea cu aer, luat de la treptele compresorului; pentru temperaturi mai înalte este necesară răcirea cu lichide, apă care fierbe, sodiu topit etc. Prin utilizarea temperaturilor peste 1 000°C, LTG va deveni net avantajoasă față de locomotiva Diesel.

Economicitatea LTG se mărește prin folosirea combustibililor inferiori (păcură sau cărbune). Utilizarea păcurii prezintă pericolul de coroziune și de înrăutățire a randamentului din cauza depunerilor. Coroziunea se datorește prezenței în păcură a metalelor alcaline, a sulfului și a vanadiului.

Prin spălarea păcurii cu 5—10% condensat și centrifugare se îndepărtează 96% din sărurile de sodiu. Adaosul de sulfat de magneziu ridică punctul de topire a pentaoxidului de vanadiu la peste 800°C, permițînd deci folosirea păcurii la temperaturi pînă la 800°C.

Folosirea cărbunilor este în stadiul experimental, preconizîndu-se pulverizarea foarte fină prin măcinare și atomizare și reținerea cenușii volante prin multicicloane. Experiențele cu praf de cărbune se fac în S.U.A. și Anglia.

Funcționarea ITG este mult influențată de condițiile climatice și prin aceasta de altitudine. În R.P.R., efectul altitudinii este neglijabil, cel mai înalt pas avînd 1 099 m (Mestecăniș). Modificarea temperaturii ambiante influențează randamentul instalației prin modificarea raportului $\chi = \frac{T_s}{T_i}$. Modificarea presiunii și temperaturii influențează debitul, greutatea de aer $\left(G_s = \frac{V}{v}\right)$ și deci puterea, după relația:

$$P_e = \frac{G_s L}{75} = \frac{VL}{75\,R} \cdot \frac{p}{T}, \qquad (3)$$

în care :

L este lucrul mecanic pe kg, kgm/kg ; V — debitul volumic al compresorului, m^3/s ; R — constanta aerului = 29,27 kgm/kg grd ; p — presiunea absolută, kgf/m^2 ; T — temperatura absolută, °K.

ITG cu generator de gaze cu pistoane libere (GPL) sînt constituite din combinarea unui motor Diesel cu pistoane opuse şi destindere incompletă, cu o turbină cu gaze. Gazele intră în turbină cu 3,5—4 ata şi circa 450°C. Turbina lucrînd la temperatură scăzută este uşor de construit şi are o durată mare de funcţionare. Inversarea sensului de rotaţie se poate, eventual, realiza printr-o turbină de mers înapoi, soluţie folosită în prezent numai la vapoare. Destinderea fiind completă, instalaţia realizează un randament mai ridicat decît al motorului Diesel ($\eta_{ea} = 0{,}34—0{,}37$). Instalaţia cu GPL are însă dezavantajele motoarelor Diesel : putere limitată : un generator de gaze tip GS—34 (construit după brevetul uzinelor franceze SIGMA) corespunde la 1 250 CP ; generatoarele jumelate tip GS—2—34 corespund la 2 500 CP ; generatoarele americane tip R (firma Cooper-Bessemer) pot realiza 1 770 CP. La LTG, dezavantajul puterii limitate nu este esenţial, deoarece cu şase generatoare se pot realiza cele mai mari puteri necesare (consum mare de ulei şi necesitate de apă pentru răcire ; uzură relativ mare şi posibilitatea de defectare în funcţionare). Experienţa făcută în Franţa cu locomotive cu GPL n-a fost prea mulţumitoare, din cauza defectării pe traseu. Considerăm că s-ar putea obţine rezultate bune în cazul LTG de puteri mari (5 000—7 500 CP), la care fiind mai multe generatoare (4—6), defectarea a unul, chiar două generatoare în mers, n-ar periclita siguranţa de funcţionare. Din acest punct de vedere, este justă linia adoptată în U.R.S.S. de a construi LTG de 6 000 CP cu şase GPL.

Făcînd un scurt istoric al construcţiei de LTG în diferite ţări se constată că prima LTG a fost dată în exploatare în anul 1939 în Elveţia.

În prezent LTG se experimentează în majoritatea ţărilor puternic industrializate, iar în S.U.A. ele se utilizează pe scară largă.

În U.R.S.S., la uzinele din Kolomna s-a realizat o LTG de 7 200 CP, avînd două ITG de cîte 3 750 CP, pe vagoane separate, şi o LTG de 3 500 CP. La uzinele din Harkov s-a realizat o LTG de 6 000 CP, din două unităţi, cum şi LTG cu pistoane libere, avînd puteri de 2 000, 3 000 şi 6 000 CP. De asemenea s-au mai construit LTG de 6 000 CP, cu pistoane libere. LTG cu ardere internă izobară lucrează cu temperaturi de 700—727°C, raport de compresiune de 5—6 şi au transmisie electrică. LTG de 6 000 CP, cu pistoane libere, au cîte şase generatoare de gaze, randament general şi transmisie hidraulică sau electrică.

La Institutul Baumann s-au studiat trei scheme pentru LTG de 7 000 CP ; se prevede construcţia biax, cu raport mare de compresiune (12—18), eventual compresiune şi destindere în cîte două trepte, însă fără recuperare de căldură. Pentru viitor se preconizează destinderea într-o treaptă, dar cu temperatură foarte înaltă (1 600°C) şi răcire cu lichide.

În R.S.C., uzina Lenin a executat o LTG de 3 200 CP, cu LTG în construcţie biax, cu recuperator de căldură şi transmisie mecanică.

În S.U.A., folosirea LTG a început din anul 1952, prin 10 LTG de 4 500 CP. În anul 1956 s-au introdus şi LTG de 7 000 CP, în anul 1962 fiind în exploatare 30 LTG de 7 000 CP, în total aproape 100 LTG. Construcţia se face de General Electric Co, Westinghouse şi Allis Chalmers. Se folosesc temperaturi de 700—732°C, compresiune mijlocie (3,5—6), obişnuit fără recuperare.

În Anglia se construiesc LTG de 2 750 CP, de English Electric, de 3 000 CP, de Metropolitan Vickers, de 2 140 CP, de Rouston and Hornsby, de 1 600 CP, de Paısons. În construcţiile englezeşti se merge la temperaturi ridicate (700—777°C), rapoarte de compresiune mijlocii (4—5), obişnuit cu recuperare de căldură. La ultimele LTG, construite de English Electric, se adoptă transmisia mecanică cu biele cuplate.

În Franţa se merge pe linia utilizării LTG cu generatoare de gaze cu pistoane libere şi transmisie mecanică. Firma Renault a realizat LTG de 1 000 CP (1951) şi 2 400 CP (1958).

În Elveţia, firma Brown-Boveri construieşte LTG de 2 200—2 500 CP, temperatură 600°C, raport de compresiune 4, cu recuperare de căldură.

În R.F.G. se studiază realizarea de instalaţii combinate, Diesel + LTG, LTG lucrînd la bază, şi motorul Diesel preluînd vîrfurile.

În Suedia se construiesc, la Gottaverk, locomotive cu instalaţie combinată, Diesel + ITG ; ITG foloseşte destinderea reziduală a gazelor.

Se execută, de asemenea, LTG în Canada şi Japonia.

Din analizarea LTG realizate pînă în prezent se constată :

— cu rare excepţii, marile LTG realizate folosesc transmisia electrică, însă mulţi constructori experimentează transmisia mecanică, mai ieftină şi mai uşoară (R.S.C., U.R.S.S., Franţa, Anglia) ;

— majoritatea ITG sînt executate în circuit deschis, cu o singură treaptă de compresiune şi destindere, însă tind să se răspîndească şi LTG echipate cu generatoare de gaze cu pistoane libere (U.R.S.S., Franţa) ;

— recuperarea de căldură este rareori folosită, căci îngreuiază amplasarea şi măreşte gabaritul ;

— majoritatea LTG se execută pentru puterea de 2 700—4 500 CP ; puterea de 6 000—7 000 CP este utilizată numai în ţările mari ;

— majoritatea LTG sînt în construcție uniax, însă este probabil să se răspîndească și construcțiile biax, care sînt impuse de transmisia mecanică.

În cele ce urmează se vor analiza diferitele părți ale LTG.

a) Instalația de turbină cu gaze trebuie să îndeplinească următoarele condiții speciale:

— să se încadreze în gabarit; să aibă greutate redusă; să funcționeze cu randament bun la variații de sarcină; să permită variații de turație în limite largi; să efectueze admisia și evacuarea prin partea superioară.

De aici rezultă scheme relativ simple, turații mari, putere de grup limitată la circa 4 800 CP, în cazul unor puteri mai mari punîndu-se două grupuri.

Schemele folosite pînă în prezent sînt cu cîte o singură treaptă de compresiune și destindere, uniax sau biax, cu sau fără recuperare de căldură.

În figurile 2a, 2b, 2c și 2d se dau cîteva exemple de scheme utilizate. Astfel în figura 2a este reprezentată ITG de 3 000 CP, construcție Metropolitan Vickers; în figura 2b este redată ITG de 2 500 CP, construcție Brown-Boveri; în figura 2c este redată ITG de 1 800 CP, construcție Westinghouse, iar în figura 2d este redată ITG de 4 800 CP, construcție General Electric.

Din analizarea diferitelor ITG rezultă:

— compresorul și turbina sînt totdeauna în construcție axială. La temperaturi de peste 700°C turbina este răcită cu aer; compresorul

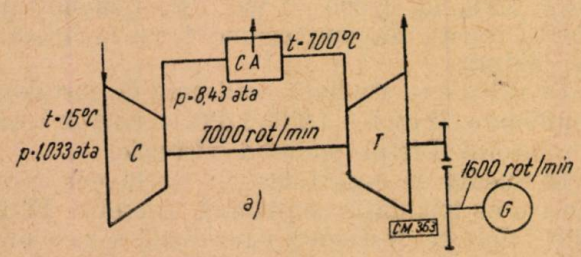


Fig. 2a

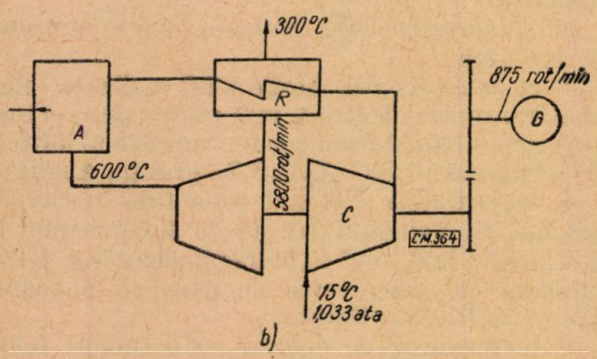


Fig. 2b

aspiră aerul din vagon, realizînd astfel o bună răcire a vagonului; obișnuit se prevăd camere de ardere tubulare multiple, legate prin compensatoare de dilatație între turbină și compresor; compresorul este legat de turbină prin piese longitudinale (tiranți etc.), pentru rigidizare; ansamblul este montat pe o placă de bază

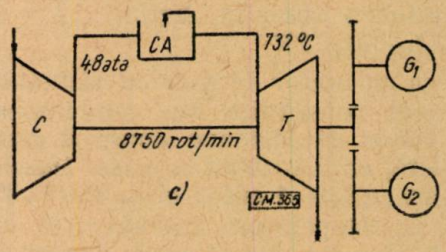


Fig. 2c

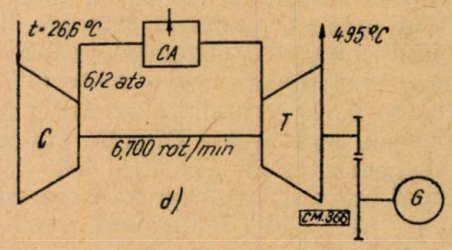


Fig. 2d

comură, putîndu-se scoate cu totul din vagon, în vederea reparării.

b) Transmisia cuplului la roți trebuie să permită inversarea sensului de rotație, să satisfacă diferitele regimuri întîlnite în exploatare, cu o utilizare cît mai completă a capacității ITG la aceste regimuri. Trebuie ca funcționarea agregatului să fie stabilă și să se asigure la pornire un cuplu mare.

La ITG cuplul motor crește cu scăderea turației, și în cazul construcției biax se poate dezvolta cuplul chiar de la turație nulă; deci caracteristica de tracțiune este mai favorabilă la ITG decît la motoarele Diesel. Totuși creșterea cuplului cu scăderea turației nu este suficientă pentru a permite o transmisie cu raport constant pentru toate regimurile de funcționare. Turația mare a ITG impune și folosirea unui mecanism reductor. Se folosesc:

— transmisii mecanice;
— transmisii hidraulice;
— transmisii electrice.

Transmisia mecanică, cu cutie de viteze și ambreiaj, se poate folosi numai la turbina biax. Randamentul este 0,88—0,94. Se folosește la ITG de manevră, precum și la unele LTG de mare putere (circa 3 000 CP), aflate în stadiu experimental, de exemplu LTG cehoslovacă și noua LTG a firmei English Electric.

Transmisia hidraulică cu transformatoare hidraulice are un randament maxim de 0,82—0,88; randamentul este mult influențat de diferența de turație dintre axul antrenat, de aceea nu se recomandă folosirea într-un domeniu larg de variație a turației. Pentru a restrînge domeniul de variație a turației, la LTG se folo-

seşte transmisia hidromecanică, adică asocierea unui transformator hidraulic la o cutie de viteze avînd şi inversor de mers. Astfel sînt transmisiile Voith, Meibach-Mekidro, Liesholm-Smidt. Transmisii hidromecanice se folosesc la LTG cu pistoane libere (Lugansk, Renault). Ele oferă elasticitate, putîndu-se asocia chiar cu ITG uniax.

Transmisia electrică permite amplasarea ITG independent de roţi. Este însă costisitoare şi necesită ridicarea platformei LTG, pentru a face loc motoarelor, ceea ce reduce spaţiul disponibil pentru ITG. Dimensiunile mari ale generatoarelor limitează puterea acestora la 2 MW, în cazul puterilor mai mari fiind necesară folosirea mai multor generatoare. Se poate folosi transmisia în curent continuu sau în curent alternativ. Este preferată folosirea curentului continuu, care permite :

— reglarea simplă şi continuă a vitezei şi a forţei prin modificarea excitaţiei ;

— cuplu mare la pornire şi adaptare bună la traseu prin folosirea excitaţiei în serie ;

— folosirea generatorului ca motor de pornire ;

— independenţa turaţiei turbinei de viteza de înaintare a LTG şi deci o reglare cantitativă, economică.

Pentru adaptarea la variaţia în limite largi a vitezei şi a forţei de tracţiune, fără variaţii prea mari ale intensităţii curentului, se foloseşte la marile LTG cuplarea serie-paralel a generatoarelor şi motoarelor :

— la viteză mică : generatoarele în paralel sau motoarele în serie ;

— la viteză mare : generatoarele în serie sau motoarele în paralel.

Transmisia electrică permite supraîncărcări uniorare de 20—25% şi chiar supraîncărcare de 100% la pornire. Se realizează uşor inversarea sensului de rotaţie şi frînarea electrică la pante lungi. Randamentul maxim este scăzut : 0,84—0,85. Tensiunile obişnuite, 6 000—12 000 V. În prezent, transmisia electrică este cea mai folosită.

c. Instalaţiile auxiliare LTG trebuie să fie prevăzute cu o sursă de energie pentru pornire. Obişnuit se foloseşte un motor Diesel, care serveşte şi pentru antrenarea locomotivei în timpul manevrelor. Pornirea ITG este automatizată, făcîndu-se automat aprinderea, admisia combustibilului de pornire, trecerea pe combustibilul de regim, oprirea motorului auxiliar.

ITG este prevăzută cu un viror automat, care după oprire învîrteşte rotorul cu cîte 180°, la intervale regulate.

Pentru frînare la pante lungi, se folosesc electromotoarele, care lucrează ca generatoare, debitînd pe rezistenţe răcite cu aer.

Instalaţia este prevăzută cu un sistem de reglare automat, care permite funcţionarea cu viteza dorită, cum şi cu dispozitive de protecţie contra ambalării, depăşirii temperaturii admisibile, scăderii presiunii în circuitul de ulei, stingerii flăcării.

Pentru încălzirea trenului şi a păcurii, se foloseşte un cazan de abur, care poate lucra chiar cu căldura reziduală a gazelor evacuate, sau se foloseşte energia electrică produsă de un generator auxiliar.

Din efectuarea calculelor economice, pentru alegerea puterii LTG în condiţiile ţării noastre, a rezultat că LTG este echivalentă cu locomotivele Diesel la un coeficient de solicitare $f = 0{,}6$ şi este mai economică decît locomotivele Diesel la $f > 0{,}6$. Pentru viitor, situaţia va evolua în favoarea LTG, pe măsura ameliorării randamentului acestora. Întrucît o serie de trasee de şes sau chiar traversări ale munţilor din R.P.R. oferă un coeficient de încărcare destul de constant, LTG poate fi considerată ca economică chiar în prezent.

Întrucît în R.P.R. se utilizează pe scară din ce în ce mai largă locomotivele Diesel, asigurînd puterea de 2 100 CP şi multiplii respectivi (4 200 ; 6 300 CP etc.), se propune pentru locomotiva cu turbine cu gaze o putere intermediară în jur de 3 200 CP (la obadă).

S-au examinat cazurile 2 800, 3 200 şi 3 600 CP. Admiţînd o greutate specifică de 50 kg/CP, obişnuită la LTG realizate, şi ţinînd seamă de sarcina limită pe osie de 21 t, s-a considerat pentru toate cazurile o greutate totală şi aderentă de 160 t. Fiind destinată în special tracţiunii grele, s-au considerat toate osiile motoare. Pentru a stabili performanţele locomotivei, s-au considerat : pentru trenuri de persoane, garnituri de 400, 600, 800 şi 1 000 t ; pentru trenuri de marfă, garnituri de 1 200, 1 500 şi 1 600 t.

S-au studiat : vitezele maxime pentru rampe între 0 şi 30%, atît pentru tracţiunea simplă, cît şi pentru aceea dublă şi condiţiile de demarare (acceleraţia, distanţa şi durata pînă la atingerea vitezei maxime), pentru aceleaşi cazuri.

Din examinarea făcută a rezultat că în actualele condiţii din R.P.R., cu limitarea sarcinii pe osie la 21 t şi a vitezei la 100 km/h, utilizarea locomotivelor de mare putere se limitează la următoarele cazuri : remorcarea garniturilor grele de marfă şi remorcarea trenurilor de călători la trasee cu rampă continuă de minimum 5‰.

Pentru aceste cazuri, puterea de 3 200 CP la obadă reprezintă valoarea optimă, asigurînd pentru garniturile de marfă cu tonaje între 1 200 şi 1 800 t : remorcarea în simplă tracţiune pentru rampe pînă la 14‰, cu viteze între 103 şi 27 km/h (103 km/h la garnitura de 1 200 t şi palier, 27 km/h la garnitura de 1 800 t şi rampe de 14‰) ; remorcarea în dublă tracţiune pentru rampe de 30‰, la garnituri de 1 500 t şi rampe

de 27‰, la garnituri de 1 800 t, cu o viteză de minimum 27 km/h (la rampa maximă); pentru garniturile de călători, cu tonaje între 400 și 1 000 t: remorcarea în simplă tracțiune, pentru rampă pînă la 30‰, la garnituri pînă la 800 t (inclusiv) și pînă la 26‰, la garnituri de 1 000 t. Viteza în cazul rampei maxime este de 47,5 km/h, la garnitura de 400 t și de 27 km/h, la garnitura de 1 000 t.

Pentru traseele ușoare, care constituie majoritatea traseelor din R.P.R., puterile de 2 100—3 600 CP sînt mult prea mari pentru trenurile de călători, conducînd la viteze peste 100 km/h, neadmise de actualele norme; cea mai recomandabilă apare puterea între 1 100 și 2 100 (pentru garnituri între 400—1 000 t), putere care este satisfăcută de locomotivele Diesel.

În cazul cînd se vor consolida terasamentele, permițînd atingerea unei viteze de 120—130 km/h, locomotiva de 3 200 CP va deveni indicată și pentru trenurile de persoane cu tonaje peste 600 t. În aceste condiții, LTG de 3 200 CP ar putea deveni unitate de bază pentru tracțiunea din R.P.R. în viitor.

În continuare se vor alege caracteristicile generale ale LTG de 3 200 CP:

a. Transmisia la roți. Stațiile relativ dese, ca și variațiile de relief, duc la funcționare cu sarcină și viteză variabile, impunîndu-se o transmisie care să ofere elasticitate. Numărul de opt osii-motoare fac indicată transmisia electrică. Pentru funcționarea într-un domeniu larg de viteze (27—130 km/h) se propune adoptarea a două generatoare de curent continuu, care să fie cuplate:

— în serie, peste 55 km/h;
— în paralel, sub 55 km/h.

Puterea electrică a generatoarelor:

$$P_g = \frac{P}{\eta_r \eta_m} = \frac{3\,200}{0{,}98 \cdot 0{,}95} = 3440 \text{ CP} = 2\,530 \text{ kW}, \quad (4)$$

în care η_r este randamentul reductorului de la osie; η_m — randamentul motorului electric (pentru un generator de 1 265 kW). Puterea la cupla turbinei:

$$P_e = \frac{P_g}{\eta_g \eta_r'} = \frac{2\,530}{0{,}95 \cdot 0{,}98} = 2\,720 \text{ kW}. \quad (5)$$

În plus turbina va antrena un generator auxiliar de 0,1 $P_e = 270$ kW, care va debita curent pentru compresoarele de aer din sistemul de frînare, pentru ventilatoarele de răcire a părții electrice, pentru iluminat etc. Deci puterea totală debitată de turbină va fi:

$$P_0 = 2\,720 + 270 = 2\,990 \text{ kW} \simeq 4\,000 \text{ CP}. \quad (6)$$

Pe baza locomotivelor construite, se propune:

— tensiunea la generator, 1 800 V, cu intensitatea nominală a curentului, 1 580 A. La demaraj, reostatul de cîmp va reduce tensiunea la 600 și la 400 V;

— turația nominală a generatoarelor, 1 500 rot/min, scăzînd la sarcini parțiale la 900 rot/min.

LTG va avea opt electromotoare de cîte 300 kW, 750 rot/min, cu tensiuni de alimentare, 400; 600; 1 200 V și excitație serie. La pante lungi, electromotoarele vor debita pe rezistențe răcite cu aer.

Pentru reglare se folosesc: reostate de cîmp la electromotoare, pentru reglarea vitezei de înaintare; reostat de pornire la generator, pentru limitarea intensității curentului. Aceste reostate vor fi acționate de un controlor comun, care va comanda automat și modificarea de conexiuni serie-paralel la viteze de 55 km/h.

b. Tipul instalației de turbină cu gaze (ITG). Transmisia electrică duce la o ITG uniaxială; la sarcini reduse se va putea reduce turația ITG, care este independentă de viteza trenului, datorită legăturii în curent continuu. Sînt de considerat:

a) ITG într-o treaptă, fără recuperare de căldură;

b) ITG într-o treaptă cu recuperare de căldură.

Pentru toate cazurile se consideră că ITG va utiliza păcură, care va fi încălzită la 80°C cu aburul produs de un cazan special. Păcura romînească, avînd puțin vanadiu (0,39—2,79 p.p.m), s-a admis o temperatură maximă de 750°C, eventual introducîndu-se puțin sulfat de magneziu ca inhibitor.

Analizînd cazul ITG fără recuperare de căldură, luîndu-se $z_c = z_T = 1$, $\sigma = 0$; $\psi = 3{,}5$, pierderi de presiune 5%, s-au stabilit:

— raportul de compresiune pentru lucrul specific maxim: $\beta_{L max} = 4{,}75$; raportul de compresiune pentru randamentul maxim: $\beta_{\eta max} = 8{,}45$.

Pentru stabilirea valorii economice s-au făcut calcule ale:

a) consumului anual de combustibil:

$$B_{an} = z \varepsilon f (1 + \Delta_1)(1 + \Delta_2) B = 4\,280\, B, \quad (7)$$

în care: $1 + \Delta_1$ este consumul suplimentar pentru funcționare cu sarcină redusă = 1,075; $1 + \Delta_2$ — spor de consum pentru opriri = 1,4 (stații Diesel); z — 7 050 h/an (lucru în trei partizi); ε — coeficientul de utilizare; f — coeficientul mediu de solicitare = 0,8; B — consumul orar de combustibil la plină sarcină;

b) investițiilor în partea ITG care este afectată de raportul de compresiune: paletajul, rotorul și carcasa turbinei și a compresorului. S-a admis cota de amortizare 5,5% pe an, turația 7 000 rot/min. Pentru stabilirea cheltu-

ielilor anuale de calcul s-a admis recuperarea investițiilor în opt ani. Principalele rezultate sînt reprezentate în diagrama din figura 3 în care este redată variația cheltuielilor anuale ale ITG cu gradul de compresiune.

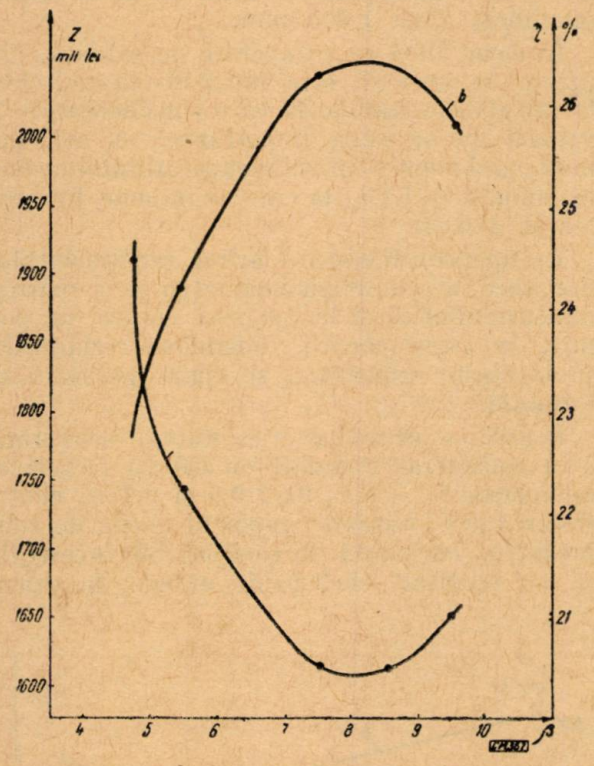


Fig. 3.

Rezultă că soluția economică este aproximativ la punctul de randament maxim. Se propune raportul de compresiune $\beta = 8$, pentru care caracteristicile ciclului sînt redate în tabela 1 (figura 4 redă procesul din ITG în diagrama $i - s$):

Tabela 1

Punctul	p, ata	t,°C	i, kcal/kgf	v, m³/kgf
A	1,033	20	4,8	0,83
B'	8,7	297	72,8	0,193 $H_{ic} = 68$ kcal/kgf
C	8,25	750	191	0,364
D'	1,085	363	89,5	1,72 $H_{iT} = 101{,}8$ kcal/kgf

Al = 32,5 kcal/kgf ; $G_{ver} = 21{,}6$ kgf/s ; $\eta_{ea} = 0{,}2635$
$B_h = 998$ kg păcură/h

c. Alegerea turației. Mărirea turației duce la mărirea căderii prelucrate pe treaptă ($h \simeq kn^2$), deci la micșorarea numărului de trepte la turbină și compresor. Prin aceasta scad sensibil dimensiunile și costul ITG, apărînd în schimb necesitatea unui reductor de turație din ce în ce mai costisitor.

Turația economică corespunde valorii minime a investiției totale ITG + reductor. În figura 5 este prezentată variația costului ITG cu turația.

Se vede că, din cauza costului pe kilogram mult mai scăzut la compresor decît la ITG, costul total scade continuu cu turația. De aceea solicitarea produsă de forța centrifugă este

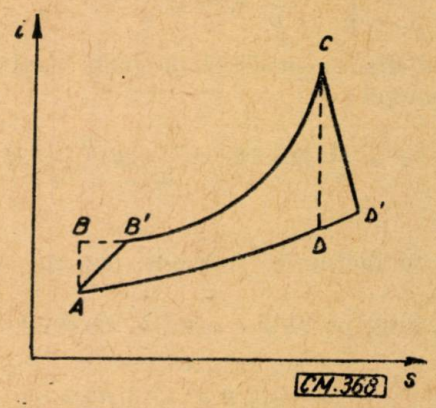


Fig. 4.

limitativă. Trebuie făcută verificarea : 1) la prima treaptă a turbinei, deoarece solicitarea este redusă datorită temperaturii înalte ; 2) la ultima treaptă a turbinei, la care gazele au volum specific mare.

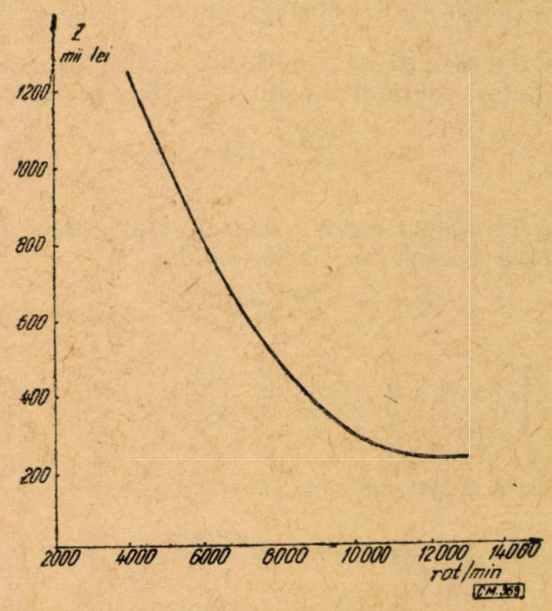


Fig. 5.

Se obține :

a) la prima treaptă (ieșire din paletele fixe), ecuația de debit :

$$G_s v_1 = \pi D l \tau_a c_1 \sin\alpha_1. \qquad (8)$$

Înlocuind :

$$l = D\frac{l}{D}; \quad c_1 = \frac{u}{x_1} = \frac{\pi D n}{60 x_1},$$

unde

$$x_1 = \frac{u}{c_1},$$

rezultă :

$$D = \sqrt[3]{\frac{60\, G_s v_1 x_1}{\pi^2 \frac{l}{D} \tau n \sin \alpha_1}}\,;\quad l = D\frac{l}{D}, \qquad (9)$$

— solicitarea produsă de forța centrifugă la baza paletei :

$$\sigma = \frac{\gamma}{2_g} Dl\omega^2 K = \frac{\gamma}{2_g} Dl \frac{\pi^2 n^2}{900} K \qquad (10)$$

unde :

K este factor de reducere pentru subțierea paletei.

Înlocuind pe D și l rezultă, în final :

$$\sigma = \frac{\gamma}{54{,}6g} K \left(\frac{D}{l}\right)^{\frac{1}{3}} n \frac{4}{3} \left(\frac{x_1 G_s v_1}{\tau \sin \alpha_1}\right)^{\frac{2}{3}} \qquad (11)$$

și deci turația :

$$n = \sqrt[4]{\left(54{,}6\, g \frac{\sigma}{\gamma} \cdot \frac{1}{k}\right)^3 \frac{D}{l} \left(\frac{\tau \sin \alpha_1}{x_1 G_s v_1}\right)^2}, \text{ rot/min.} \qquad (12)$$

Considerînd : $\sigma = 1\,000$ kgf/cm^2 ; $k = 1$; $\frac{D}{l} = 10$;

$\tau = 0{,}9$ și aplicînd numitorul cu 10^{12}, pentru a introduce volumul specific în m^3/kg, se obține :

$$n = \frac{26\,200}{\sqrt{G_s v_1}}, \text{ rot/min} ; \qquad (13)$$

b) la ultima treaptă, considerînd ieșirea din paletele mobile, se obține analog :

$$G_s v_c = \pi Dl \tau_p w_2 \sin \beta_2 ; \qquad (14)$$

$$n = \sqrt[4]{\left(54{,}6\, g \frac{\sigma}{\gamma} \cdot \frac{1}{k}\right)^2 \frac{D}{l} \left(\frac{\tau \sin \beta_2}{x_2 G_s v_c}\right)^2}, \text{ rot/min} \qquad (15)$$

$\sigma = 2\,000$ kgf/cm^2 ; $k = 0{,}6$; $\frac{D}{l} = 4{,}5$;

$\beta_2 = 25°$; $x_c = 0{,}8$;

$$n = \frac{59\,000}{\sqrt{G_s v_c}}, \text{ rot/min.} \qquad (16)$$

În cazul considerat, a rezultat :

— pentru prima treaptă, $v_1 = 0{,}39$ m^3/kg ; $n = 8\,900$ rot/min ;

— pentru ultima treaptă, cu $v_c = 1{,}71$ m^3/kg ; $n = 9\,550$ rot/min.

În concluzie, se propune pentru cazul ITG fără recuperare de căldură : raportul de compresiune $\beta = 8$; turația 8 500 rot/min.

Pentru aceste date corespund aproximativ :

— turbină cu cinci trepte, cu diametrul mediu între 545 și 630 mm, palete între 55 și 140 mm și lungimea evazării 400—450 mm ; compresor cu 18 trepte, cu diametrul mediu variind între 535 și 458 mm, paletele, între 77 și 15 mm și lungimea, circa 1 000 mm.

În cazul ITG cu recuperare de căldură, utilizarea recuperării este mult discutată, chiar la instalațiile stabile, la care considerentele de gabarit nu au mare importanță ; cu atît mai mult, problema utilității recuperatorului trebuie examinată la LTG, la care se impune încadrarea în gabarit.

Recuperatorul aduce mărirea randamentului, dar duce la scumpirea instalației și la mărirea dimensiunilor ei și la lungirea duratei de pornire. În cazul păcurii, depunerea reziduurilor înrăutățește transmisia și apare pericolul de incendiu.

Pentru a examina eficacitatea recuperării, s-au considerat instalații cu diferiți factori de recuperare ($\sigma = 0{,}4$; 0,5 ; 0,6 și 0,7) și pentru fiecare caz s-au stabilit raportul optim de compresiune, consumul de combustibil, investițiile și, ca rezultat, cheltuielile anuale de calcul.

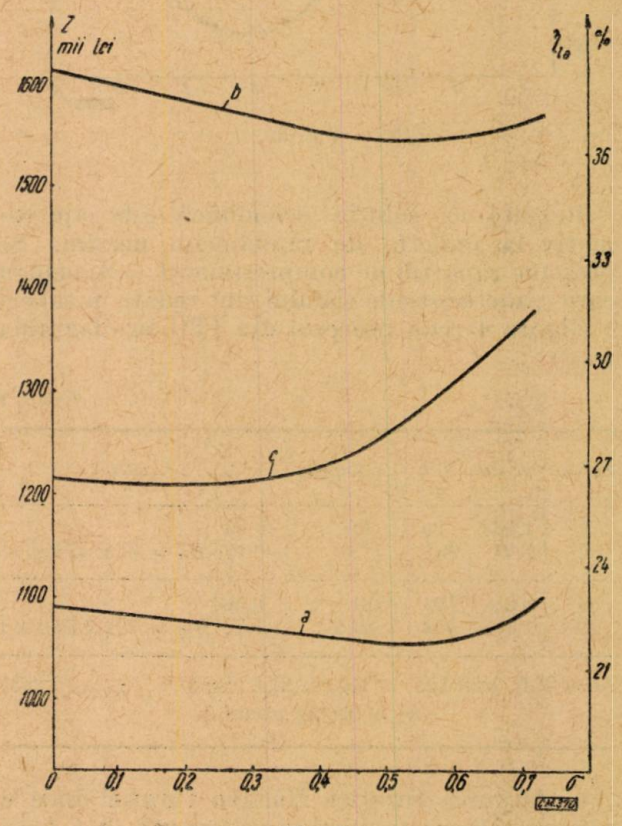


Fig. 6.

La investiții s-au considerat exclusiv părțile afectate de raportul de compresiune sau de recuperare.

Rezultatele sînt reprezentate în diagrama din figura 6, care redă variația cheltuielilor anuale cu gradul de recuperare, astfel:

a) pentru două partizi; b) pentru trei partizi; c) variația randamentului maxim la cuplă cu gradul de recuperare.

Rezultă din figura 6 că utilizarea recuperării aduce economii sensibile. Pentru lucrul în trei partizi, economia este de circa 3,5%, în cazul recuperării $\sigma = 0{,}4$, și de 5% în cazul recuperării $\sigma = 0{,}6$; la $\sigma = 0{,}6$ costul mare al recuperatorului duce la mărirea cheltuielilor anuale. În cazul lucrului în două partizi, cheltuielile cu combustibilul scad, totuși recuperarea aduce o economie anuală de 2,5% la $\sigma = 0{,}4$; $\sigma > 0{,}4$ nu aduce însă un spor de economie.

În concluzie, autorii propun adoptarea unei ITG cu o recuperare $\sigma = 0{,}5$ care ar avea caracteristicile:

— raport de compresiune β — 5,15; consum de aer — 21,1 kg/s; randament maxim la cuplă — 28,8%; turația — 7 000 rot/min; turbină cu patru trepte, cu diametrul între 616 și 692 mm; compresor cu 15 trepte, cu diametrul între 519 și 570 mm; recuperator cu circa 380 m².

Utilizarea ITG cu recuperare este însă condiționată de folosirea unei păcuri de bună calitate, cu puține reziduuri. În caz contrar, din cauza pericolului de incendiu trebuie să se recurgă la o ITG fără recuperare, conform caracteristicilor arătate.

CZ 621.833.62

Calculul și controlul teșirii danturii roților dințate în evolventă cu dinți drepți

Ing. GHEORGHE ERNEY
Budapesta

Deși flancarea danturii roților dințate greu solicitate s-a răspîndit mult în ultimii ani, totuși există încă o serie de probleme neclarificate, îndeosebi în ce privește forma geometrică corectă a flancării. În ultimul timp cîțiva cercetători s-au ocupat în mod deosebit cu calculul și cu măsurarea deformației dinților sub sarcină, precum și cu mărirea interstițiului necesar la capul dintelui. În schimb, forma curbei de flancare a fost mai puțin studiată, și nu s-a format încă o părere unitară asupra datelor care trebuie trecute pe desenele de execuție ale roților dințate, în legătură cu justa executare a flancării și controlului tehnic al acesteia. Din cauza nesiguranței se aplică, în majoritatea cazurilor, o flancare convențională, iar în unele cazuri, forma teșirii a fost chiar standardizată, creîndu-se astfel forme unitare de flancare. Standardizarea formei flancării a avut ca urmare standardizarea profilului de referință corespunzător, ceea ce face ca angrenarea danturii cu aceste profiluri să nu se desfășoare întotdeauna în condiții optime.

Scopul acestui articol este de a atrage atenția proiectanților asupra modului corect de a forma flancarea și de a da indicații asupra felului cum trebuie determinați și notați parametrii pentru executarea și pentru controlul tehnic al flancării.

Solicitarea mereu crescîndă a roților dințate a făcut necesară flancarea de cap a dinților, deoarece aceștia se aplatizează și se încovoaie sub efectul sarcinii, din care cauză în momentul intrării în angrenare pasul de bază al danturii roții conducătoare se micșorează, iar cel al roții conduse se mărește față de valoarea teoretică [1], [4], [5]. Dacă profilul dinților se execută la forma teoretică pînă la cercul exterior, în momentul intrării în angrenare vîrful dintelui roții conduse se ciocnește cu suprafața piciorului dintelui roții conducătoare, ceea ce produce vibrații, zgomot, mers neliniștit și, cu timpul, uzura și distrugerea suprafețelor active ale dinților. Abaterile inevitabile ale pasului de bază al roților dințate de angrenare contribuie și ele la fenomenele amintite. Aceste fenomene se pot preveni, în cazul cînd capetele dinților roților în angrenare se teșesc. Prin acest procedeu, profilul de dinte „se strică" intenționat față de forma corectă geometrică, îndepărtîndu-se material de pe vîrful dintelui, atît cît este necesar pentru ca să dispară fenomenele menționate. Mărimea necesară a flancării depinde deci, în afară de elementele geometrice și de cele de precizie a roților dințate în angrenare, și de sarcina lor [3], [6], [7]. Dimpotrivă, dacă se aplică o teșire mai mică decît cea necesară, nu se reușește să se elimine inconvenientele amintite, ci numai să se atenueze eforturile.

Mărimea teșirii necesare, j_L, se poate determina pe bază experimentală și teoretică prin deplasarea muchiei formei teoretice a dintelui spre axa de simetrie a dintelui, pentru a elimina

ciocnirile în momentul intrării în angrenare a dinților (fig. 1).

Determinarea înălțimii de teșire f_L, adică a distanței radiale de la începutul teșirii pînă la cercul exterior, se face după procedeul ce va fi

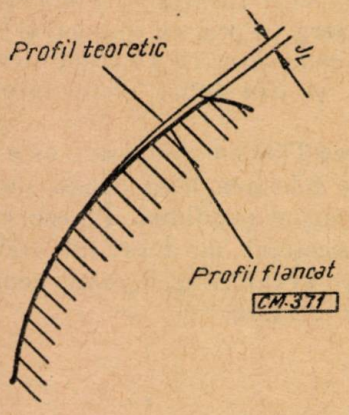


Fig. 1

expus în continuare. Dacă r_e este raza cercului exterior al roții dințate și r_L este raza cercului care trece prin punctul L, punctul de unde pornește teșirea profilului, atunci (fig. 2):

$$f_L = r_e - r_L.$$

În cazul danturii drepte se poate constata, pe baza considerentelor teoretice, că teșirea trebuie să pornească din punctul de profil corespunzător începerii, respectiv sfîrșitului angrenării singulare. O atare teșire nu este de recomandat, nu numai din cauza greșelilor inevitabile de fabricație, ci și din cauza micșorării inutile a gradului de acoperire. Aceasta s-ar întîmpla atunci cînd sarcina perechii de roți dințate considerate ar fi mai mică decît sarcina care s-a avut în vedere la determinarea

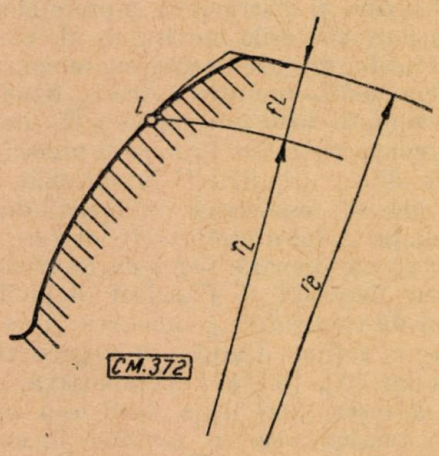


Fig. 2

teșirii. Micșorarea gradului de acoperire poate cauza un mers neliniștit, ceea ce poate deveni foarte dezagreabil, îndeosebi la mersul în gol al mașinii.

În practică s-a dovedit convenabil următorul procedeu de determinare a înălțimii de teșire f_L, în cazul roților dințate în evolventă cu dantură dreaptă.

În primul rînd se desenează schema de angrenare a perechii de roți dințate, care constă din dreapta care leagă axele, din dreapta de angrenare, din razele cercului de bază, perpendiculare pe aceasta și din arcele cercurilor exterioare care întretaie dreapta de angrenare (fig. 3). Schema trebuie desenată la o scară cît mai mare, pentru ca să se obțină o lungime de angrenare, $e = \overline{AE}$, suficientă. Se măsoară apoi pe linia de angrenare distanța, pasul de bază $p_b = m\pi\cos\alpha_0$ deci χ ori pasul de bază

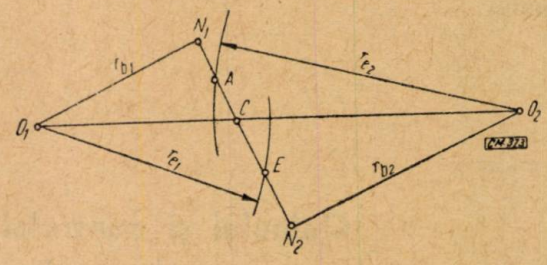


Fig. 3

din punctele finale A și E ale lungimii de angrenare, și anume înspre C, punctul principal de angrenare. Prin aceasta rezultă punctele L_1 și L_2 pe linia de angrenare, din care poate porni teșirea capului dintelui (fig. 4):

$$\overline{O_1L_1} = r_{L_1} \quad \text{și} \quad \overline{O_2L_2} = r_{L_2}.$$

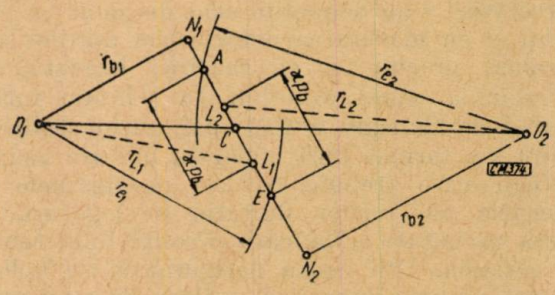


Fig. 4

Coeficientul χ poate fi determinat în mod potrivit în funcție de gradul de acoperire:

$\varepsilon = \frac{l}{p_b}$. Dacă $\varepsilon \geqq 1{,}4$, va rezulta $\chi = 1{,}2$; dacă $1{,}4 > \varepsilon > 1{,}2$, rezultă $\chi = 1{,}1$, iar dacă $\varepsilon \leqq 1{,}2$, rezultă $\chi = 1$.

Razele r_{L_1} și r_{L_2} pot fi determinate și prin calcul.

Flancarea de cap se execută, în practică, prin rectificarea unui profil în evolventă pe porțiunea de cap al profilului de dinte, a cărei cremalieră de referință are unghiul de profil α_0' mai mare decît $\alpha_0 = 20°$. Acest unghi de

profil de flancare α_0' este determinat prin cota j_L, calculată din solicitarea dintelui, și prin înălțimea f_L, care rezultă din cele arătate. Calculul unghiului α_0' poate fi făcut pe baza geometriei evolventei, însă numai cu o metodă de aproximații succesive în două trepte. Mersul calculului este prezentat în continuare.

Drept primă aproximație se adoptă, de exemplu, unghiul $\alpha_0' = 20°30'$. Raza cercului de bază a danturii este $r_b = r_0 \cos \alpha_0$, iar raza cercului de bază a evolventei de flancare este $r_b' = r_0 \cos \alpha_0'$, notînd cu r_0 raza cercului de divizare. Dacă grosimea dintelui pe cercul de divizare este S_0, unghiul la centru corespunzător jumătății grosimii dintelui la cercul de divizare este σ_0 și se poate calcula din ecuația :

$$\text{arc } \sigma_0 = \frac{S_0}{2r_0} = \frac{1}{z}\left(\frac{\pi}{2} + 2\chi - \text{tg}\alpha_0\right).$$

Unghiul de presiune α_L al profilului inițial socotit pe cercul r_L al flancării și unghiul de presiune α_L' al profilului flancat se pot calcula din formulele :

$$\cos\alpha_L = \frac{r_b}{r_L} \quad \text{și} \quad \cos\alpha_L' = \frac{r_b'}{r_L},$$

iar unghiurile de presiune α_e și α_e' ale profilului inițial, respectiv flancat de pe cercul exterior, din formulele :

$$\cos\alpha_e = \frac{r_b}{r_e} \quad \text{și} \quad \cos\alpha_e' = \frac{r_b'}{r_L}. \qquad (1)$$

Cu aceste unghiuri se poate determina unghiul la centru al grosimii dintelui pe cercul de flancare cu raza r_L, σ_L apoi lățimea fațetei de cap a dintelui inițial, s_e', precum și a dintelui flancat, S_e' (fig.5). Ecuațiile necesare pentru calculul acestora sînt următoarele :

$$\text{arc } \sigma_L = \text{arc } \sigma_0 + \text{inv}\alpha_0 - \text{inv}\,\alpha_L ;$$
$$S_e = 2r_e\,(\text{arc}\,\sigma_0 + \text{inv}\,\alpha_0 - \text{inv}\,\alpha_e) ;$$
$$S_e' = 2r_e\,(\text{arc}\,\sigma_L + \text{inv}\,\alpha_L' - \text{inv}\alpha_e').$$

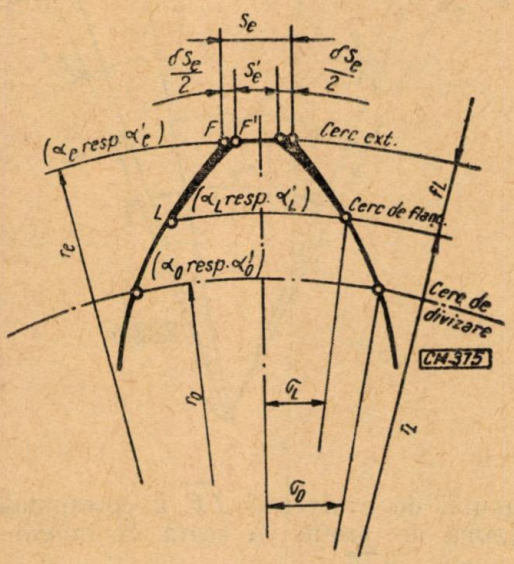


Fig. 5

Diminuarea fațetei de cap pe cercul exterior $\Delta S_e = \Delta S_e - S_e'$ și mărimea teșirii perpendiculare pe axa profilului, adică așa-numitul interstițiu de teșire, este :

$$j_L \cong \frac{\Delta S_e}{2}\cos\alpha_e'.$$

Flancarea astfel determinată, firește, nu este identică cu valoarea calculată pentru sarcina

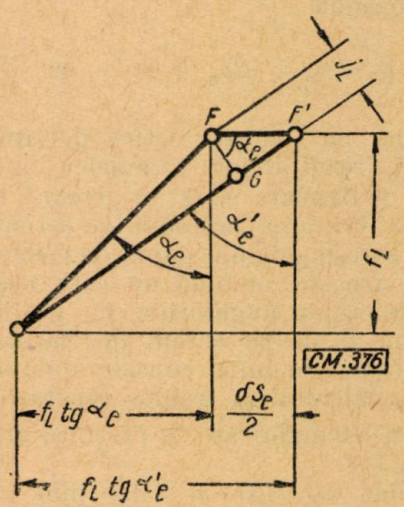


Fig. 6

prevăzută, deci unghiul adoptat α_0' al flancării nu va corespunde și calculul trebuie repetat.

Acest calcul este destul de greoi pentru că nu este reversibil, adică la o flancare preconizată unghiul necesar al profilului flancat, α_0', nu se poate calcula direct cu formulele menționate. Se poate întîmpla să fie necesar ca acest calcul lung să fie repetat pînă cînd se va găsi rezultatul corespunzător. Există însă și posibilitatea de a simplifica calculul necesar.

Colțul superior al dintelui hașurat pe figura 5, delimitat de două arce de evolventă și la partea superioară de un arc de cerc, se poate înlocui cu un triunghi (fig. 6), triunghiul general LFF'. Eroarea astfel comisă este practic neglijabilă după cum rezultă în urma mai multor calcule comparative. Din relațiile trigonometrice elementare rezultă :

$$j_L \cong \overline{FG} = \overline{FF'}\cos\alpha_e' = \frac{\Delta S_e}{2}\cos\alpha_e' =$$

$$= f_L(\text{tg}\alpha_e' - \text{tg}\alpha_e)\cos\alpha_e' \qquad (2)$$

sau $j_L = \overline{FG} = \overline{FL}.\sin(\alpha_e' - \alpha_e) = f_L\dfrac{\sin(\alpha_e' - \alpha_e)}{\cos\alpha_e}$.

Dacă s-a adoptat unghiul de flancare α_0' de 20°30′ și s-au calculat razele cercurilor de bază r_b și r_b', cu ajutorul formulelor (1) se calculează unghiurile α_e și α_e' și cu acestea se

obține direct valoarea j_L cu ajutorul uneia din ecuațiile (2). Se notează această valoare cu

$$j_L \text{ față de } j_{L_{nec}}.$$

Abaterea unghiului de flancare de la unghiul de profil al danturii a fost la prima aproximație 30′. Unghiul $\alpha'_e - \alpha_e$ este de obicei 20—40′, deci variația cotei j_L este aproximativ proporțională cu variația unghiului α_0. Astfel valoarea definitivă a lui α'_0 se poate calcula din următoarea formulă :

$$\alpha'_0 = \alpha_0 + \Delta\alpha_0 = 20° + 30' \frac{j_{L\,nec}}{j_L}.$$

Unghiul de flancare astfel determinat, α'_0, conform rezultatelor calculelor de control, duce la o flancare, care în general nu diferă mult de flancarea necesară (cu cel mult 10%), ceea ce corespunde din punct de vedere practic.

După această metodă nu este necesar calculul funcțiilor unghiurilor de profil, nici al unghiului α'_L de pe cercul de flancare, realizîndu-se o economie considerabilă de timp. În plus, calculul nu trebuie repetat.

Pentru exemplificare se prezintă următoarea aplicație :

Fie dat $z = 17$, $m = 10$ mm, $\alpha_0 = 20°$, $r_0 = 85$ mm, $r_b = 79{,}87387$, $r_e = 98{,}23034$ mm, $x = 0{,}4716169$. Înălțimea teșiturii conform figurii schematizate cu linii drepte este $f_L = 4$ mm. În acest caz $r_L = 94{,}23034$ mm.

Mărimea necesară a flancării, calculată din sarcină, este $j_L = 0{,}0332$ mm.

Dacă $\alpha'_0 = 20°30'$, cu ajutorul calculului precis de mai înainte rezultă $j_L = 0{,}0230$ mm, iar după metoda aproximativă $j_L = 0{,}220$ mm. Diferența este de circa 4,5%.

Continuînd calculul precis (conform ecuației 3) $\alpha'_0 = 20°43'18''$, iar după calculul aproximativ $20°45'10'' \cong 20°45'$.

Calculînd cota j_L cu valoarea astfel corectată a lui α'_0 rezultă, pentru $\alpha'_0 = 20°43'18''$ $j_L = 0{,}03465$ și pentru $\alpha'_0 = 20°45'$ $j_L = 0{,}0333$. Diferența dintre aceste valori este de circa 4%, iar față de valoarea adoptată inițial, adică 0,0332, diferența va fi în cazul calculului precis de 0,5%, iar în cazul calculului aproximativ, circa 4,3%.

Pe desenul roții dințate mărimea flancării poate fi notată în două feluri. Din punctul de vedere al fabricației este necesară indicarea unghiului profilului de referință al flancării α'_0, deoarece parametrii de reglaj ai mașinii de rectificat roți dințate trebuie calculați în consecință și apoi este necesară indicarea înălțimii f_L, împreună cu toleranțele respective. Pentru controlul roții gata fabricate, aceste date nu pot fi însă folosite, deoarece controlul roții flancate se face pe baza diagramei de profil. În acest scop este de dorit a se prescrie pe desen forma diagramei ideale de profil [2].

Diagrama profilului teoretic neflancat, adică fără abatere, este o linie dreaptă paralelă cu linia de bază. Pe diagrama profilului flancat, fără abatere, se prezintă o linie dreaptă oblică (fig. 7). Punctului profilului îi corespunde punc-

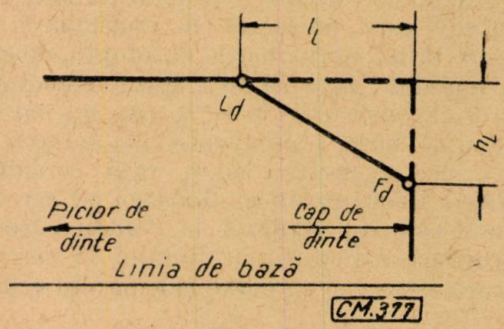


Fig. 7

tul L_d pe diagramă, iar punctului de cap al profilului flancat F', îi corespunde punctul F_d. Pe desenul roții dințate flancate trebuie indicată, în vederea controlului flancării, o astfel de diagramă ideală de profil, dar trebuie prescrise și cotate l_L și h_L ale porțiunii flancate. În cele ce urmează se examinează mărimea acestor date și legătura lor cu parametrii inițiali : α'_0 și f_L. După cum reiese din figura 8, porțiunii superioare flancate LF a profilului de dinte îi corespunde, pe cercul de bază cu raza r_b, arcul desfășurat :

$$\widehat{MN} = r_b \cdot \operatorname{arc}\lambda = FN - LM =$$
$$= r_b \operatorname{tg}\alpha_e - r_b \operatorname{tg}\alpha_L = r_b(\operatorname{tg}\alpha_e - \operatorname{tg}\alpha_L).$$

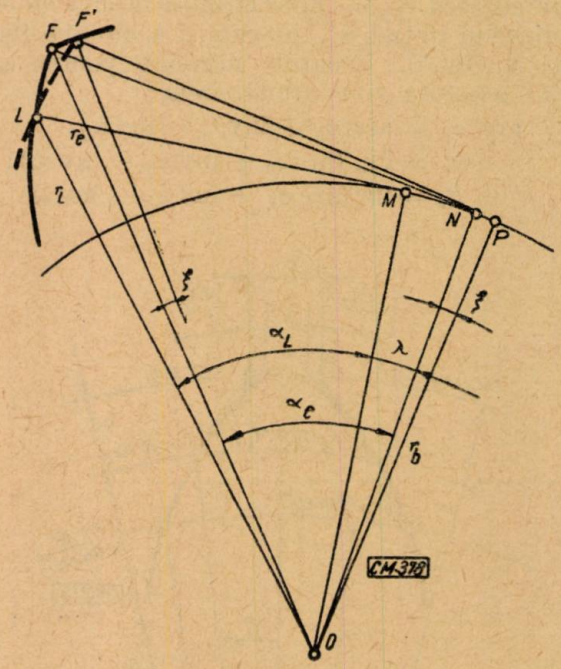


Fig. 8

Arcului de evolventă $\widehat{LF}$ îi corespunde pe diagrama de profil, cu scara de lungime v_l, lungimea $v_l \cdot \widehat{MN}$, deoarece la măsurarea profi-

lului, roata dințată se rostogolește pe cercul de bază cu raza r_b. Punctul de capăt pe cercul exterior al profilului flancat coincide însă cu F', deci diagrama se prelungește cu arcul unghiului la centru corespunzător arcului de cerc $\widehat{FF'}$, respectiv arcului cercului de bază $\widehat{NP}$. Mărimea acestui arc pe diagramă este r_b arc ξ, în care arc $\xi = \frac{\widehat{FF'}}{r_e} = \frac{\Delta S_e}{2r_e}$, deci creșterea lungimii diagramei de profil este $v_l\, r_b \cdot \frac{\Delta S_e}{2r_e}$. Lungimea porțiunii flancate este :

$$l_L = v_l(\widehat{MN} + \widehat{NF}) = v_l \cdot r_b \left(\operatorname{tg}\alpha_e - \operatorname{tg}\alpha_L + \frac{\Delta S_e}{2r_e}\right)$$

Dacă și aici se face abstracție de faptul că colțul dintelui flancat constă din arce de evolventă, atunci în baza figurii 6 :

$$\frac{\Delta S_e}{2} = \overline{FF'} = f_L\ (\operatorname{tg}\alpha'_e - \operatorname{tg}\alpha_e),$$

deci :

$$l_L = v_l \cdot r_b \left[(\operatorname{tg}\alpha_e - \operatorname{tg}\alpha_L) + \frac{f_L}{r_e}(\operatorname{tg}\alpha'_e - \operatorname{tg}\alpha_e)\right]$$

Abaterea diagramei de profil de la direcția liniei de bază este proporțională, la scara mărimii de abatere V_h, cu elongația palpatorului aparatului de măsură, perpendiculară pe profilul ideal, fără flancare. Acestei abateri îi corespunde IF' de pe diagrama de aproximare (fig. 9), deoarece aceasta este distanța punctului real de cap pe cercul exterior, F', de la profilul neflancat ideal $\overline{LFI}$.

Deci :

$$h_L = v_h \cdot \overline{IF'} = v_h \cdot \overline{FF'} \cos\alpha_e = \\ = v_h f_L\ (\operatorname{tg}\alpha'_e - \operatorname{tg}\alpha_0) \cos\alpha_e. \qquad (5)$$

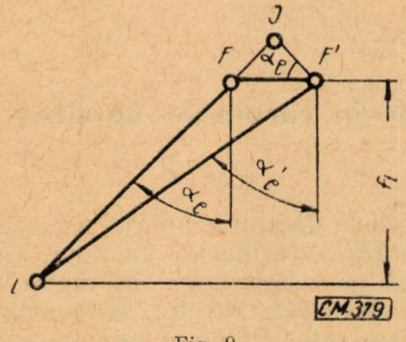


Fig. 9

Înălțimea flancării se prescrie pe diagrama de profil față de cota l_L de pe desen, pe baza ecuației (4), cu toleranța :

$$T_{l_L} = V_l \cdot r_b(\operatorname{tg}\alpha_L - \operatorname{tg}\alpha_{LT}). \qquad (6)$$

În această ecuație unghiul α_{LT} este unghiul de profil care aparține înălțimii majorate cu toleranța flancării, deci aparținînd de cercul cu raza $r_{LT} = r_L - T_{eL}$. Acest unghi de profil se determină din relația :

$$\cos\alpha_{LT} = \frac{r_b}{r_L - T_{eL}}.$$

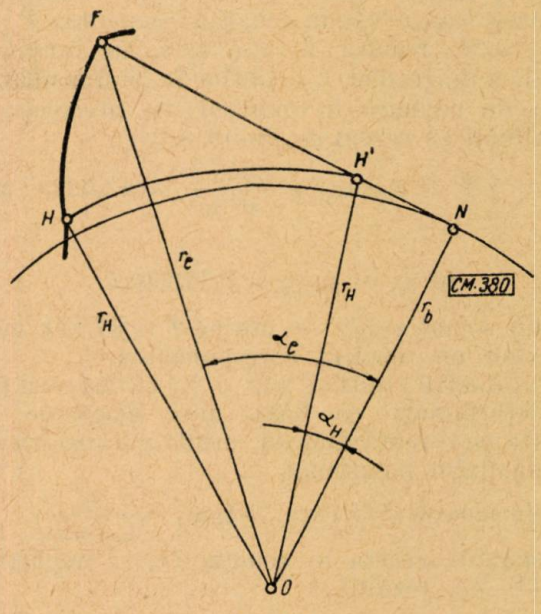


Fig. 10

Pe baza celor de mai sus cotele l_L și h_L, calculate în caz concret, nu sînt juste decît în cazul cînd (fig. 7) linia oblică L_dF_d nu este prea abruptă sau prea puțin înclinată, în așa fel încît punctul de intersecție cu porțiunea orizontală sau verticală a diagramei să se poată bine determina. Cazul cel mai favorabil apare cînd atît în punctul L_d cît și în punctul F_d unghiul de intersecție are valoarea de 45°, adică atunci cînd l_L este aproximativ egal cu h_L. Aceasta se poate ușor realiza cu alegerea justă a lui V_h și V_l. În aceste cazuri este de dorit să se verifice dacă lungimea totală l a diagramei nu este prea mare.

Diagrama de profil se poate desena de la punctul de pe cercul de limită al profilului de dinte pînă la punctul F de pe cap (fig. 10), unde punctul H este determinat de forma sculei de rostogolire (punctul H este acel punct la care porțiunea în evolventă a profilului trece la curba de racordare care nu ia parte în angrenare). Lungimea totală a diagramei este deci proporțională cu distanța $\overline{FH'}$. Dacă pe cercul de limită cu raza r_H, care trece prin punctul H, unghiul de profil este α_H, unde $\cos\alpha_H = \frac{r_b}{r_H}$, atunci :

$$l = v_l \cdot \overline{FH'} = v_l \cdot r_b\ (\operatorname{tg}\alpha_e - \operatorname{tg}\alpha_H). \qquad (7)$$

Corespunzător rezultatelor de mai sus, presupunînd o mărire de 600 ori și o scară de lungime de 1 : 1 ($V_h = 600$, $v_l = 1$), rezultă din

ecuațiile (4) și (5) că $l_L = 7{,}2165$ și $h_L = 19{,}9997$. Aceasta nu este corespunzător, deoarece astfel partea flancată a diagramei este prea scurtă și abruptă. În felul acesta locul punctului F_d nu poate fi bine determinat din cauza intersecției cu unghiul obtuz. Dacă $V_l = 2$ și $V_h = 400$, atunci $l_L = 14{,}4328$ și $h_L = 13{,}3331$. În acest caz, conform ecuației (6), pentru $T_{cL} = +0{,}25$, rezultă $T_l = +0{,}95$, iar lungimea totală a diagramei, l, se obține în felul următor: raza de curbură în punctul de intersecție a profilului cu cercul de limită este:

$$\rho_H = \overline{NH'} = r_0 \sin\alpha_0 + \frac{m(x-1)}{\sin\alpha_0} = 13{,}6228 \text{ mm}$$

și

$$\operatorname{tg}\alpha_H = \rho_H / r_0 = 0{,}1705541.$$

Din ecuația (7) se obține $l = 87{,}111$ mm, apărînd un rezultat corespunzător.

Parametrii inițiali (α_0' și f_L) ai flancării pot fi determinați pe baza unei diagrame ridicate pe o roată dințată, printr-o transformare a calculului menționat.

Din ecuația (5) $f_i(\operatorname{tg}\alpha_e' - \operatorname{tg}\alpha_e) = \dfrac{h_L}{v_h \cdot \cos\alpha_e}$.

Înlocuind aceasta în ecuația (4) și împărțind cu $(V_l \cdot r_b)$, rezultă:

$$\frac{l_L}{v_l \cdot r_b} = \operatorname{tg}\alpha_e - \operatorname{tg}\alpha_L + \frac{h_L}{v_h \cdot r_e \cdot \cos\alpha_e}.$$

Luînd în considerare că $r_e \cos\alpha_e = r_b$, rezultă după transformarea ecuației:

$$\operatorname{tg}\alpha_L = \operatorname{tg}\alpha_e - \frac{l_L}{v_l \cdot r_b} + \frac{h_L}{v_h \cdot r_b} = \operatorname{tg}\alpha_e - \frac{1}{r_b}\left(\frac{l_L}{v_l} - \frac{h_L}{v_h}\right). \quad (8)$$

Calculînd cu unghiul α_L astfel determinat:

$$f_L = r_e - r_L = r_e - \frac{r_b}{\cos\alpha_L} \quad (9)$$

și din ecuația (5):

$$\operatorname{tg}\alpha_e' = \operatorname{tg}\alpha_e + \frac{h_L}{v_h \cdot f_L \cdot \cos\alpha_e}. \quad (10)$$

Cum $r_h' = r_0 \cos\alpha_0' = r_e \cos\alpha_e'$, urmează:

$$\cos\alpha_0' = \frac{r_e \cos\alpha_e}{r_0}, \quad (11)$$

de unde rezultă α_0'.

Din datele de mai sus ($V_l = 2$; $V_h = 400$; $l_L = 14{,}438$ și $h_L = 13{,}3331$ mm) rezultă după ecuația (8) $\operatorname{tg}\alpha_L = 0{,}6259277$, adică $\cos\alpha_L = 0{,}8476447$. Din ecuația (9) $f_L = 4$ mm, iar din (10) $\operatorname{tg}\alpha_e' = 0{,}7261065$, deci $\cos\alpha_0' = 0{,}8091847$ și astfel, conform ecuației (11), $\cos\alpha_0' = 0{,}9351352$. În consecință, unghiul profilului de referință al flancării este $\alpha_0' = 20°45'00''$.

[1] *Dudley, D. W.* Modification of gear tooth profiles. In: Product engineering, sept. 1949, p. 126—131. [2] *Dudley, D. W.* Practical gear design. Mc Graw-Hill, New York, Toronto, Londra, 1954, p. 69. [3] *Mihailov, V. D.* Optimalnîie rasmerî i forma srezob (flankov priamozubih țilindriceskih kolios). In: Stanki i Instrument, II, 1957, p. 16—19. [4] *Thiemig, W.* Zahnflaken-Zurücklegungen. In: ATZ, april, 1954, p. 99—101. [5] *Vőrős, I.* A fogaskerekek méretezésének és gyartasanak nehany problemaja. A Magyar Tudomanyos Akadémia Müszaki Tudomanyok Ostalya Kozleményei, nr. 2, 1952, p. 64—67. [6] *Walker, H.* Gear tooth, deflection and profile modification. In: The Engineer, oct. 14, 1938, p. 409—412; oct., 21, 1938, p. 434—436; aug., 16, 1940, p. 102—104. [7] *Weber, C.* și *Banaschek, K.* Formänderung und Profilrücknahme bei gerad und schrägverzahnten Rädern. Braunschweig, Fr. Vieweg Verlag, 1953.

CZ 621.165.001.57

Noi orientări în studiul scurgerii fluidelor în turbinele cu abur

Ing. PARTENIE IONAȘIU

Dezvoltarea continuă a industriei constructoare de mașini din R.P.R. impune, pe lîngă problemele legate de proiectarea și tehnologia acestora, și găsirea de noi metode de cercetare în vederea obținerii unor randamente și indici economici optimi pentru scăderea neîncetată a prețului de cost.

O ramură importantă a industriei constructoare de mașini, care a început să se dezvolte în țara noastră în anii puterii populare, este aceea a turbinelor cu abur. Metodele de cercetare ale acestora însă se bazează mai mult pe încercări directe pe standul de probă, în condițiile de exploatare.

În ultimele decenii a apărut o nouă metodă de cercetare a turbinelor cu abur, care, deși se aplică pe scară largă în multe țări ca: Uniunea Sovietică, Elveția, Germania etc., la noi nu este suficient de cunoscută și aplicată. Această metodă constă în executarea unor modele ale părților turbinei de cercetat și în insuflarea acestora cu ajutorul aerului. Încercarea pe modele a fost neglijată mult timp în industria turbinelor cu abur, deoarece erau suficiente pentru proiectare ipotezele teoretice simplificatoare, experiența constructorilor, precum și încercările directe ale turbinelor în ansamblul lor.

O dată cu dezvoltarea tehnicii s-a trecut însă la turbine cu puteri tot mai mari, care necesită viteze periferice sporite, randamente ridicate și consumuri specifice scăzute.

Ca urmare, s-a mărit și viteza de curgere a fluidului în interiorul turbinei și, prin aceasta, a crescut mult importanța formei profilelor paletelor și ajutajelor, a pierderilor de energie a fluidului în canalele de curgere, a fenomenelor de curgere etc. Pentru a îmbunătății caracteristicile turbinelor în acest sens, încercările directe cu ajutorul aburului au trebuit să fie înlocuite prin încercări indirecte — pe modele mărite la scară și insuflate cu aer.

Avantajele noii metode de cercetare sînt evidente: instalația cu aer este mai ieftină decît aceea care utilizează abur (cazanul producător de abur se înlocuiește printr-un ventilator), modelele mărite permit cercetări mai amănunțite, iar în locul aburului cu presiuni și temperaturi ridicate se folosește aer cu suprapresiuni mici și temperaturi moderate, permițînd măsurări sigure și ușor de efectuat în orice loc. Metoda se aplică, cu deosebit succes, în partea de înaltă presiune a turbinei, care este cel mai greu de cercetat prin încercările directe, datorită parametrilor ridicați ai aburului și dimensiunilor mici ale paletelor și ajutajelor.

După ce s-au constatat rezultatele frumoase și avantajele obținute prin această metodă, s-a trecut la aplicarea ei și la alte categorii de turbomașini, ca: turbine și pompe hidraulice, compresoare axiale, suflante, turbine cu gaze și cu aer cald. Aceasta a fost posibil, bineînțeles, numai după ce s-au rezolvat, mai întîi teoretic, problemele de similitudine pentru fiecare caz în parte.

Înainte de stabilirea condițiilor care stau la baza încercărilor aerodinamice ale turbinelor pe modele este necesară o scurtă trecere în revistă a felului în care au evoluat aceste încercări.

Astfel, printre primele uzine, care au utilizat metoda încercărilor pe modele în studiul turbinelor cu abur, a fost uzina elvețiană „Escher Wyss". Deși primele cercetări ale uzinei, în acest sens, au început în anul 1925, abia în anul 1934 s-a trecut la folosirea sistematică a aerului, ca mijloc de cercetare în locul aburului. Se vor aminti cîteva dintre principalele experiențe efectuate la această uzină.

Primele încercări s-au făcut pe modele de ajutaje din lemn, insuflate cu aer cu o viteză de intrare de pînă la 100 m/s. Măsurînd presiunea aerului la intrarea și la ieșirea din ajutaje, s-au putut determina pierderile de energie cinetică în lungul acestora. S-a observat că aceste pierderi cresc în părțile marginale și, în special, în colțurile secțiunii ajutajului; de asemenea, ele cresc și cu mărirea rugozității pereților ajutajului.

Ca urmare a acestor experiențe s-au putut reduce pierderile din ajutaje, modificînd forma acestora și îmbunătățind prelucrarea pereților lor.

Alte încercări s-au făcut pe modele de palete de turbine. Pentru aceasta s-a construit o rețea de palete care s-a plasat în fața unui canal de insuflare cu aer. Rețeaua de palete se putea fixa la diferite distanțe de canalul de insuflare (pentru a se studia jocul axial din turbină dintre rotor și stator), cum și înclina cu diferite unghiuri față de direcția gurii de insuflare. S-au mai făcut măsurări de presiune în secțiunile de intrare și ieșire din palete; s-au determinat forțele de reacțiune din palete cu ajutorul unei balanțe; s-au făcut prize de presiune în interiorul paletei, care să comunice cu extradosul și intradosul paletei prin tuburi mici etc.

Ca și la ajutaje, și aici s-a observat o repartiție neuniformă a vitezei fluidului în secțiunile de trecere ale paletelor, dar s-a constatat că pierderile de energie sînt mult mai mici pe intradosul paletelor decît pe extrados, datorită mișcărilor turbionare care se produc pe acestea.

Cercetările efectuate s-au extins, ulterior, prin construirea unei turbine experimentale cu o treaptă, care să funcționeze cu aer (fig. 1). Turbina era alimentată de o suflantă care insufla aer printr-un canal într-o coroană de ajutaje (modele), iar de aici aerul antrena un disc cu modele de palete. Pentru măsurarea puterii turbinei era utilizată o frînă hidraulică.

Cu această instalație s-a putut studia curgerea fluidului, similară cu aceea dintr-o treaptă de turbină reală, putîndu-se ține seamă de influența reciprocă dintre ajutaje și palete. Astfel s-au putut observa efectele produse asupra randamentului și curgerii fluidului datorită variației turației și sarcinii, jocului dintre rotor

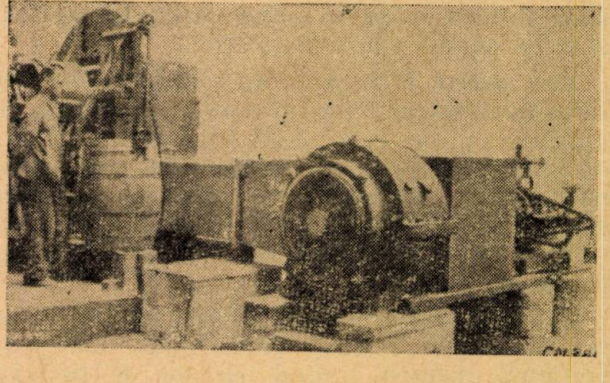


Fig. 1.

și stator, datorită admisiei parțiale a influenței umidității, datorită formei capetelor de nit ale bandajului etc.

Concomitent cu uzinele „Escher Wyss" au început și alte institute să facă cercetări ase-

mănătoare. Astfel, la Şcoala politehnică federală din Zürich s-a construit un stand de încercări, care utiliza aer cu viteze supersonice, putînd lucra în domeniul numerelor Mach superioare.

Alte turbine experimentale, cu o treaptă, au fost construite la Breslau de către Faltin, iar mai tîrziu la Nürnberg de către V. Hartmann.

O lucrare însă mai interesantă în acest domeniu a fost standul experimental construit la Şcoala tehnică superioară din Dresda.

Turbina de la acest stand putea lucra fie cu abur, fie cu aer. Aburul avea la intrare o presiune de 0,3—3 ats şi o temperatură de pînă la 350°C, realizîndu-se o putere de 300 kW. În caz că se lucra cu aer, acesta era produs de o suflantă cu o suprapresiune de 0,1—1 ats, obţinîndu-se o putere de 50 kW. Instalaţia utiliza o frînă electrică pentru turaţii mai mari decît 1000 t/min şi una mecanică pentru turaţii inferioare.

O dată cu dezvoltarea industriei turbinelor de abur în U.R.S.S. s-a pus accentul şi pe metodele de cercetare ale acestora. În afara încercărilor clasice, utilizate în mod curent, au început să se aplice, cu mult succes, şi metodele de cercetare aerodinamice, bazate pe legile similitudinii.

Astfel, în laboratorul de cercetări pentru turbomaşini „BITM" s-a construit un banc aerodinamic pentru încercarea reţelelor de palete. Aerul de insuflare era produs de ventilatoare cu debite variind între 5 000 şi 20 000 m^3/h, obţinîndu-se suprapresiuni de 400 — 1 000 mm col. apă. Viteza de ieşire a aerului din reţeaua de palete era de 50 — 100 m/s. Bancul de încercare fiind deschis, presiunea din spatele reţelelor era apropiată de aceea atmosferică. Încercările s-au făcut pentru palete de turbină şi compresoare axiale, avînd cifre Reynolds mai mari de 120 000 şi cifre Mach, cuprinse între 0,2 şi 0,7. În cazul cifrelor Mach mai mari, s-au utilizat presiuni superioare ale aerului, ceea ce scumpea însă instalaţia.

Prin aceste încercări s-au putut îmbunătăţi formele paletelor unor turbomaşini, alegîndu-se profilele optime care să dea pierderi minime; de asemenea, s-au stabilit pasurile optime ale paletajelor, s-au determinat pierderile de energie pentru diferite unghiuri de atac ale aerului, s-au clarificat anumite fenomene fizice de la capetele paletelor etc.

Tot în laboratorul Institutului sovietic BITM s-a construit un stand de încercare mai perfecţionat, pentru studiul părţilor de turbină în condiţii de rotire (fig. 2).

Standul era compus din următoarele părţi principale: ventilatorul, aparatul de insuflare, discul-motor, arborele turbinei, frîna hidraulică, şi aparatele de măsură.

Discul-motor era fixat pe arborele turbinei în consolă, acesta avînd lagăre cu rulmenţi speciali. Puterea turbinei se putea determina măsurînd turaţia arborelui şi forţa produsă prin apăsarea frînei hidraulice pe un cîntar.

Cu acest stand s-au putut face încercări asupra diferitelor forme de profile, modificînd în

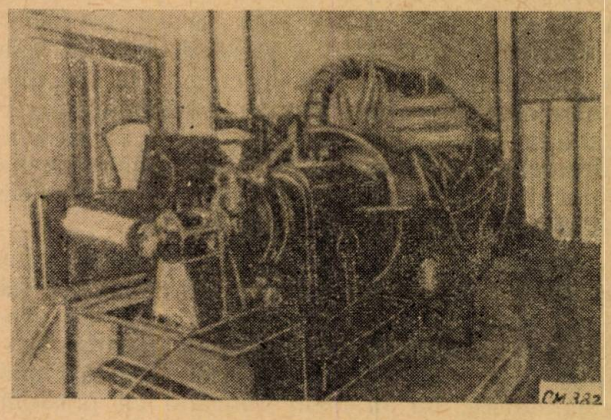


Fig. 2.

acelaşi timp şi jocul axial dintre rotor-stator, forma bandajului şi a capetelor de nit, forma spaţiului din spatele paletelor etc. Turaţia arborelui ajungea pînă la 5 000 rot/min, iar debitul şi suprapresiunea aerului produs de ventilator erau similare cu cele de la cazul încercărilor cu reţelele fixe.

În fine, dintre standurile mai recente amintim turbina experimentală cu aer rece, construită de W. Finster în anul 1955, la Düsseldorf.

Cu ajutorul acestei instalaţii s-au putut determina cu mare precizie presiunile dintre rotor şi stator, în lungul paletelor, pentru rotirea cu turaţii foarte mari. Interesant este faptul că aici s-au utilizat şi metode electrice pentru măsurările efectuate.

Acestea au fost doar cîteva dintre principalele standuri de încercare aerodinamice existente. La baza acestor încercări a stat însă teoria similitudinii, ale cărei principii sînt arătate în cele ce urmează.

Pentru a se putea înlocui părţile reale ale turbinelor cu abur prin modele suflate cu aer, curgerea fluidului din acestea trebuie să se facă perfect similar cu aceea din părţile reale ale turbinei. Aceasta înseamnă că atît în model, cît şi în original, fenomenele fizice trebuie să se exprime prin ecuaţii similare, iar condiţiile fizice şi parametrii adimensionali să fie egali.

În urma studiilor făcute de mai mulţi cercetători, ca L. I. Sedov din U.R.S.S., J. Ackeret şi C. Keller din Elveţia şi alţii, s-a ajuns la concluzia că — pentru a se obţine similitudine perfectă între cele două feluri de curgeri — trebuie îndeplinite următoarele patru condiţii:

1. Similitudinea geometrică dintre model şi piesa reală exprimată prin condiţia:

$$l_m = m \cdot l_r, \qquad (1)$$

unde : m este scara la care s-a mărit modelul față de piesa reală ; l — o dimensiune liniară a piesei studiate.

Indicii m și r se referă la model, respectiv la piesa reală. Dacă $m > 1$, modelul este mai mare decît piesa reală, și invers.

2. Egalitatea numerelor Mach pentru fluidul real și cel din modele, deci :

$$M_r = M_m, \tag{2}$$

relație în care $M = \frac{C}{a}$ este numărul lui Mach ; C — viteza medie a fluidului ; a — viteza critică a fluidului respectiv.

3. Egalitatea numerelor Reynolds :

$$\mathrm{Re}_r = \mathrm{Re}_m, \tag{3}$$

unde : $\mathrm{Re} = \frac{Cl}{\nu}$ este numărul lui Reynolds ; ν — viscozitatea cinematică a fluidului.

4. Egalitatea numărului de atomi pentru cele două fluide, deci :

$$x_1 = x_2, \tag{4}$$

unde $x = \frac{C_p}{C_v}$ este exponentul adiabatic al fluidului ; C_p, C_v — căldurile specifice la presiune, respectiv la volum constant.

Ultima condiție nu se poate îndeplini însă la cercetările aerodinamice, deoarece x este diferit la aer, față de abur, însă pentru valori mici ale numărului Mach (din turbina reală) — pînă la 0,5 — 0,7 — diferențele sînt neglijabile. De asemenea, este necesar ca numărul Reynolds să depășească o anumită valoare critică Re_{crit}, care depinde de secțiunea de trecere și de condițiile de curgere ale fluidului și care se stabilește experimental.

Din egalitatea cifrelor Reynolds și Mach pentru model și piesa reală, se pot trage următoarele concluzii :

Din condiția (3) :

$$\mathrm{Re}_r = \mathrm{Re}_m \text{ sau } \frac{l_r C_r}{\nu_r} = \frac{l_m C_m}{\nu_m}$$

se obține :

$$\frac{C_r}{C_m} = \frac{l_m}{l_r} = \frac{\nu_r}{\nu_m} = m \cdot \frac{\nu_r}{\nu_m}, \tag{5}$$

deoarece $m = \frac{l_m}{l_r}$ (condiția 1).

Din condiția (2) :

$$M_r = M_m \text{ sau } \frac{C_r}{a_r} = \frac{C_m}{a_m}$$

se obține :

$$\frac{C_r}{C_m} = \frac{a_r}{a_m}. \tag{6}$$

Egalînd relațiile de mai sus, se obține :

$$m = \frac{\nu_r}{\nu_m} = \frac{a_r}{a_m}, \text{ de unde } m = \frac{a_r}{a_m} \cdot \frac{\nu_m}{\nu_r}. \tag{7}$$

Aceasta reprezintă condiția pe care trebuie să o îndeplinească scara modelelor, pentru a se obține o similitudine a curgerii celor două fluide.

Se observă că scara modelelor este în funcție numai de viscozitatea cinematică și de viteza critică pentru fluide, atît în condițiile reale de funcționare, cît și în cele de încercare.

În concluzie, avînd o piesă de turbină prin care, în condiții normale de funcționare, curge abur cu anumiți parametri și deci cu o anumită viscozitate cinematică și viteză critică (ν_r și a_r) și dacă trebuie încercată prin insuflare cu aer, de parametri cunoscuți (ν_m și a_m), trebuie construit un model geometric similar cu piesa reală, la scara calculată prin relația (7).

Dacă presiunea aburului variază de-a lungul canalului piesei respective, se consideră secțiunea în care presiunea aburului este o medie între presiunea de intrare și aceea de ieșire din canale (aceasta la ajutaje și la paletele cu reacțiune).

Se vor analiza pe rînd fiecare dintre factorii care intră în relația (7).

Viteza critică și viscozitatea cinematică a aerului sînt date, în funcție de temperatură, în tabela 1 [1], [2].

Tabela 1

t, °C.	0	20	40	60	80	100	150	200
$\nu_{aer} \cdot 10^6$, m²/s	13,3	15,1	16,9	18,9	20,9	23,1	28,9	35,0
a_{aer}, m/s	331,8	343,8	355,3	366,5	376,8	387,2	413	438
$\frac{\nu_{aer}}{a_{aer}} \cdot 10^6$	0,04	0,044	0,0476	0,0515	0,0554	0,0597	0,07	0,08

Valorile pentru viscozitatea cinematică din tabela 1 sînt valabile pentru aer la presiunea de 760 mm Hg. Aceste valori se pot lua în considerare pentru cazul standurilor obișnuite de încercare cu aer, deoarece presiunea produsă de ventilatoarele sau suflantele acestora este relativ mică (1,1 ata, foarte rar pînă la 2 ata).

În schimb, valorile pentru viteza critică a aerului nu depind de presiunea acestuia.

Valori asemănătoare pentru viscozitatea cinematică a aerului se pot găsi în [4] și [5].

Viscozitatea cinematică a aburului se poate determina prin relația :

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} = \eta g v, \ \mathrm{m^2/s}, \qquad (8)$$

unde $\rho = \frac{\gamma}{g}$ este densitatea aburului ; γ — greutatea specifică a aburului, $\mathrm{kgf/m^3}$; $v = \frac{1}{\gamma}$ — volumul specific, $\mathrm{m^3/kgf}$; $g = 9{,}81$ — accelerația gravitației, $\mathrm{m/s^2}$; η — viscozitatea dinamică, $\mathrm{kgfs/m^2}$.

Deoarece g este o constantă (sau aproape constantă, pentru că variază puțin cu latitudinea de pe glob), iar v se poate determina avînd date presiunea, temperatura și entalpia aburului (prin calcule sau din diagrama IS), rămîne de determinat numai viscozitatea dinamică η.

Pentru temperaturi pînă la 500°C, viscozitatea dinamică la o anumită temperatură t se poate calcula prin relația :

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{t + 273}{273} \right)^n, \qquad (9)$$

unde :

$\eta_0 = 0{,}922$ și $n = 1{,}09$, pentru abur.

Valorile cele mai competente pentru viscozitatea dinamică a aburului în funcție de presiune și temperatură sînt date în [5].

Viteza critică pentru abur se determină cu relația :

$$a = \sqrt{g x p v}, \qquad (10)$$

unde p și v sînt presiunea și volumul specific al aburului ; $g = 9{,}81 \ \mathrm{m/s^2}$; $x = \frac{C_p}{C_v}$ — exponentul adiabatic al aburului.

Acest exponent are următoarele valori :

— $x = 1{,}035 + 0{,}1\ z$ pentru abur umed cu titlul $z (z < 1)$;

— $x = 1{,}135$, pentru abur saturat, uscat ($z = 1$).

Pentru abur supraîncălzit se poate utiliza tabela 2, alcătuită după [1] și [9], în care este dată valoarea exponentului adiabatic pentru abur supraîncălzit.

Tabela 2

at \ °C	150	200	300	350	400	450	500
0—1	1,32	1,312	1,302	1,296	1,290	1,285	1,279
10		1,309	1,299	1,292	1,287	1,281	1,274
20			1,296	1,289	1,283	1,278	1,272
40			1,293	1,284	1,279	1,272	1,267
60			1,295	1,284	1,276	1,269	1,263
80			1,317	1,290	1,277	1,267	1,260
100				1,323	1,283	1,268	1,260
120					1,300	1,273	1,263
140					1,342	1,285	1,270
160						1,302	1,280
180						1,330	1,294

În turbinele cu abur, cu cît ne apropiem de treptele de joasă presiune, cu atît crește viscozitatea cinematică a aburului și numărul Mach, iar cifra Reynolds scade. Aceasta se vede și din diagrama din figura 3, unde este reprezentată variația valorilor de mai sus în

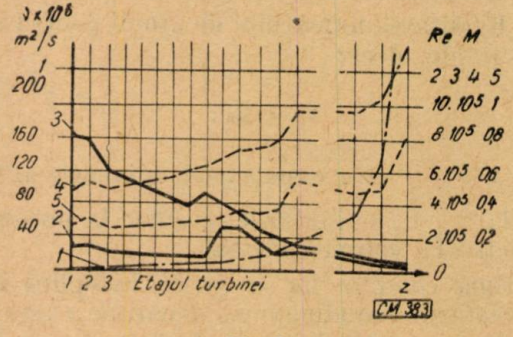


Fig. 3.

treptele succesive ale unei turbine cu abur de 20 000 kW, obținută de uzinele „Escher Wyss'. Se observă că treptele de înaltă presiune sînt mai favorabile încercărilor, deoarece este bine ca numărul Mach să nu depășească anumite valori, în schimb cifra Reynolds să depășească limita dată. De asemenea, și creșterea viscozității aburului are o influență negativă asupra corectitudinii încercărilor. Curbele 3 și 4 se referă la palete, iar 2 și 5 la ajutaje.

Avînd toate aceste date, se va face un exemplu de calcul al scării modelelor pentru paletele și ajutajele unei turbine reale, care se vor încerca prin insuflare cu aer.

Se va considera cazul unei turbine cu acțiune, cu două trepte de viteză și 11 trepte de presiune, cu condensație.

Puterea turbinei este de 6 000 CP, iar turația de 3 000 rot/min.

Parametrii aburului la intrarea în turbină sînt 22 at și 380°C. Presiunea din condensator este 0,05 at.

Procesul termic al turbinei este indicat în figura 4. Calculele fiind asemănătoare pentru toate treptele turbinei, ele se vor efectua numai pentru treptele 1, 6 și 11.

Se calculează întîi scara modelelor paletelor de la treapta 1 de presiune.

Parametrii aburului la intrarea în aceste palete sînt:

$p = 6{,}3$ at $= 6{,}3 \cdot 10^4$ kgf/m^2; $t = 258°$C; $v = 0{,}38$ m^3/kgf.

Calculul se va face pentru parametrii la intrarea în paletă, deoarece aceştia nu variază în mod sensibil în lungul acesteia, paleta fiind cu acţiune.

Din tabele se obţine viscozitatea dinamică a aburului: $\eta_{ab} = 1{,}86 \cdot 10^{-6}$ kgfs/m^2, deci viscozitatea sa cinematică va fi:

$$\nu_{ab} = \eta g v =$$

$$= 1{,}86 \cdot 10^{-6} \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}38 =$$

$$= 6{,}94 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}.$$

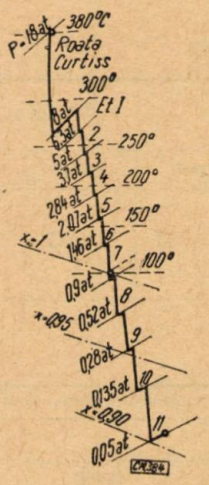


Fig. 4.

Pentru aceşti parametri corespunde un exponent adiabatic al aburului (tabela 2): $x = 1{,}306$ iar viteza critică va fi:

$$a_{ab} = \sqrt{g x p v} =$$

$$= \sqrt{9{,}81 \times 1{,}306 \times 6{,}3 \times 10^4 \times 0{,}38} = 550 \text{ m/s}$$

deci:

$$\frac{a_{ab}}{\nu_{ab}} = \frac{550}{6{,}94 \cdot 10^{-6}} = 79{,}3 \cdot 10^6.$$

Trebuie însă verificat dacă cifra Mach a aburului la intrarea în paletă nu depăşeşte valorile de 0,5 — 0,7, deoarece peste aceste valori nu se mai obţin rezultate exacte.

Cifra Mach se calculează cu relaţia:

$$M = \frac{C_{mp}}{a},$$

unde: C_{mp} este viteza absolută medie a aburului în paleta din treapta n, care se poate lua aproximativ:

$$C_{mp} \cong \frac{(C_1)_n + (C_2)_n}{2} \text{ (fig. 5)};$$

$$C_{1n} = 91{,}5\, \varphi \sqrt{h_t + \frac{(C_2^2)_{n-1}}{8\,379}}, \text{ m/s}$$

— viteza absolută de intrare în paletă (sau de ieşire din ajutaj), în treapta n; $\varphi = 0{,}96$ — coeficientul pierderilor de viteză din ajutaj; $h_t = 13{,}7$ kcal/kgf — căderea adiabatică în treapta 1; $(C_2)_{n-1} = 0$ — viteza de ieşire a aburului din treapta precedentă; $(C_2)_n = 60$ m/s — viteza de ieşire a aburului din treapta respectivă, deci $C_{1n} = 91{,}5 \cdot 0{,}96 \sqrt{13{,}7} = 325$ m/s; $C_{mp} = \frac{325 + 60}{2} = 192{,}5$ m/s, iar $M = \frac{192{,}5}{550} = 0{,}35$ — ceea ce este admisibil.

Avînd valoarea raportului $\frac{a_{ab}}{\nu_{ab}}$, cum şi aceea a raportului $\frac{\nu_{aer}}{a_{aer}}$, în funcţie de temperatura aerului de insuflare, se poate determina scara modelelor prin relaţia (7):

$$m = \frac{a_{ab}}{\nu_{ab}} \cdot \frac{\nu_{aer}}{a_{aer}}.$$

În fine, se pot calcula lungimea şi lăţimea paletei model, în funcţie de aceea reală, prin relaţia (1):

$$l_{pm} = m l_{pr}; \quad b_{pm} = m b_{pr}.$$

Relaţiile de mai sus se repetă pentru paletele din treptele 6 şi 11 ale turbinei. Toate rezultatele sînt trecute în tabela 3.

Privind această tabelă se observă că, cu cît presiunea de intrare este mai redusă, cu atît se obţin o viscozitate cinematică şi numere Mach mai mari, ceea ce duce la inexactităţi în lucrări. De asemenea, la treptele de joasă presiune scara modelelor este mai mică decît 1, obţinîndu-se modele cu lăţimi prea mici pentru a permite executarea măsurărilor.

Calculul se poate face şi pentru ajutajele corespunzătoare treptelor respective.

Parametrii aburului se vor alege pentru o secţiune a ajutajului în care presiunea este medie între cea de intrare şi de ieşire şi se poate considera ca fiind la mijloc.

Pentru treapta 1 se admit următorii parametri medii ai aburului din ajutaje:

$p = \frac{8 + 6{,}3}{2} = 7{,}15$ at; $v = 0{,}34$ m^3/kgf; $t = 272°$C, la care corespunde $\eta_{ab} = 1{,}92 \cdot 10^{-6}$ kgfs/m^2 şi $x = 1{,}303$, deci $\nu_{ab} = 6{,}41 \cdot 10^{-6}$ m^2/s şi $a = 558$ m/s.

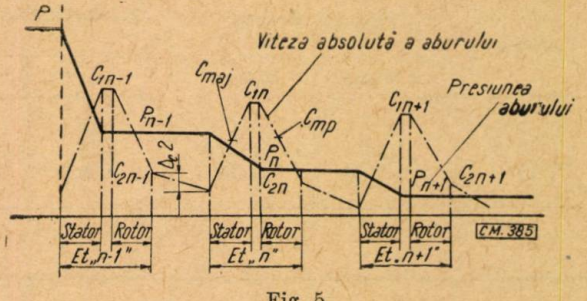


Fig. 5.

Cifra Mach, în cazul ajutajelor, se determină cu relaţia:

$$M = \frac{C_{mai}}{a}, \text{ în care } C_{mai} = -\frac{(C_1)_n + [(C_2)_{n-1} - \Delta C_2]}{2},$$

ΔC_2 — pierderea de viteză a aburului între

Tabela 3

Treapta	Parametrii aburului în paletă la intrare			$\eta_{ab}\cdot 10^6$, kgfs/m²	$\nu_{ab}\cdot 10^6$, m²/s	$\varkappa_{ab}$	a_{ab}, m/s	$\frac{a_{ab}}{\nu_{ab}}\cdot 10^{-6}$	h_t, kcal/kgf	$(C_2)_{n-1}$, m/s
	p, at	v, $\frac{m^3}{kgf}$	t, °C							
1	6,3	0,38	258	1,86	6,94	1,306	550	79,3	13,7	0
6	1,46	1,22	124	1,31	15,7	1,315	480	30,6	15,5	59
11	0,05	25	34	1,053	258	1,124	372	1,44	31,6	91

Tabela 3 (continuare)

Treapta	C_{1n}, m/s	C_{2n}, m/s	C_m, m/s	M	$\frac{\nu_{aer}}{a_{aer}}\cdot 10^6$			m		
					20°C	100°C	200°C	20°C	100°C	200°C
1	325	60	192,5	0,35				3,5	4,74	6,36
6	349	61	205	0,427	0,044	0,0597	0,08	1,35	1,82	2,45
11	499	132	315,5	0,85				0,063	0,086	0,115

Tabela 3 (continuare)

Treapta	Dimensiuni medii pentru paleta reală		Dimensiuni medii pentru paleta model					
			l_p			b_p		
	l_p	b_p	20°C	100°C	200°C	20°C	100°C	200°C
1	12,3	25	43,0	58,2	78,0	87,5	118	159
6	36,0	25	48,6	65,5	88,2	33,7	45,5	61,2
11	224	35	14,1	19,3	25,7	2,20	3,01	4,02

ieşirea din paleta de la treapta $n-1$ şi intrarea în ajutajul treptei n. Această valoare se poate neglija.

Pentru treapta 1 avem $C_{maj}=\frac{325+0}{2}=162{,}5$ m/s$_v$ iar $M=\frac{162{,}5}{558}=0{,}292$.

Restul calculelor se continuă la fel ca şi pentru palete : se determină scara modelelor m în funcţie de raporturile $\frac{a_{ab}}{\nu_{ab}}$ şi $\frac{\nu_{aer}}{a_{aer}}$, apoi se stabilesc dimensiunile secţiunii de trecere ale modelului de ajutaj, în funcţie de cele ale ajutajului real.

Toate calculele pentru treptele la care ne-am referit sînt rezumate în tabela 4.

Se observă că, în cazul ajutajelor, cifrele Mach şi viscozităţile cinematice sînt mai mici decît la palete, ceea ce avantajează precizia încercărilor.

În cele ce urmează se vor face propuneri pentru construirea standurilor de încercări aerodinamice.

Tabela 4

Treapta	Presiunea în ajutaj		Parametrii aburului în punctul de referinţă din ajutaj			$\eta_{ab}\cdot 10^6$, kgfs/m²	$\nu_{ab}\cdot 10^6$, m²/m	$\varkappa_{ab}$	a_{ab}, m/s
	la intrare	la ieşire	p	v	t, °C				
1	8	6,3	7,15	0,35	272	1,92	6,41	1,303	558
6	2,07	1,46	1,76	1,06	144	1,40	14,4	1,31	487
11	0,135	0,05	0,092	14,4	46	1,10	155	1,124	383

Tabela 4 (continuare)

Treapta	$\frac{a_{ab}}{\nu_{ab}}\cdot 10^{-6}$	C_{maj}, m/s	M	$\frac{\nu_{aer}}{a_{aer}}\cdot 10^6$			m		
				20°C	100°C	200°C	20°C	100°C	200°C
1	86,6	162,5	0,292				3,81	5,17	6,93
6	33,8	204	0,418	0,044	0,0597	0,08	1,49	2,02	2,71
11	2,47	295	0,77				0,109	0,148	0,198

În principiu, părțile principale ale unui stand de încercări aerodinamice sînt următoarele :

— partea de insuflare compusă din : motorul electric de antrenare, ventilatorul sau suflanta, conducta de aer și gura de insuflare ;

— partea de încercare, care în cazul încercărilor statice poate fi rețeaua fixă de ajutaje sau de palete, iar în cazul încercărilor dinamice este compusă din discul-motor pe care se introduc paletele și arborele turbinei, împreună cu lagărele de așezare ;

— instrumentele de măsură (manometre, tuburi Pitot, termometre, tahometre, contor de turații, frînă hidraulică etc.).

Pentru a se putea lucra cu aer încălzit la diverse temperaturi, se poate introduce între ventilator și gura de insuflare un preîncălzitor de aer.

Schema instalației este arătată în figura 6.

Proiectarea unei astfel de instalații se face în funcție de dimensiunile modelelor utilizate la încercări.

Dimensiunile rețelelor fixe de ajutaje sau palete nu impun probleme tehnice deosebite ; principalul este realizarea unei oarecare suprapresiuni, cu ajutorul ventilatorului, pentru a se obține o destindere în ajutaje și o forță de împingere în palete.

În cazul încercării paletelor în condiții de rotire apar probleme mai complexe.

Trebuie stabilit, în primul rînd, intervalul dimensiunilor modelelor care se vor încerca pe stand. S-a arătat că lungimea și lățimea paletei model sînt în funcție de dimensiunile paletei reale, de parametrii aburului la intrarea în paleta reală și de temperatura aerului cu care se insuflă modelul.

Deși pe același stand se vor încerca modelele unor palete de la turbine diferite sau de la trepte diferite ale aceleiași turbine, nu vor apărea diferențe sensibile între dimensiunile modelelor, deoarece la treptele de înaltă presiune

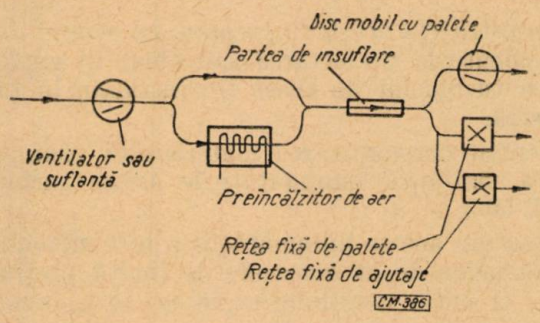


Fig. 6.

scara modelelor este mai mare, iar dimensiunile paletelor reale sînt mici, pe cînd la treptele de joasă presiune este chiar invers, după cum se vede și în exemplul de calcul prezentat.

De asemenea, intervalul dimensiunilor modelelor se poate micșora mult, utilizînd temperaturi diferite ale aerului de insuflare ; astfel, dacă rezultă din calcule valori prea mici pentru scara modelelor, deci și pentru dimensiunile acestora, se va mări temperatura aerului de insuflare, și invers.

În general, scara modelelor pentru paletele și ajutajele turbinelor construite la noi în țară, la Combinatul metalurgic din Reșița, nu este mai mare decît 10, în cazul insuflării cu aer rece, deoarece parametrii aburului de alimentare nu depășesc presiunea de 40 at și temperatura de 450°C, astfel încît modelele nu vor avea lățimi sau lungimi mai mari decît 150 — 200 mm.

Studiind un număr mare de palete și ajutaje ale diferitelor turbine existente, s-a observat că, în general, lățimile și lungimile modelelor se pot încadra între limitele de 10 și 150 mm, dacă se folosește în mod convenabil temperatura aerului de insuflare.

De aceea, se propune folosirea a două discuri mobile : unul cu un diametru de 500 — 600 mm și o lățime a coroanei de 120 — 150 mm, pentru modelele de dimensiuni mari, și altul cu diametrul de 150 — 250 mm și lățimea coroanei de 20 — 40 mm, pentru modelele mici.

Discurile se pot introduce ușor, presate pe arborele turbinei, în consolă, pentru a fi schimbate cu ușurință, după necesități.

În funcție de dimensiunile discurilor se pot stabili apoi dimensiunile și caracteristicile celorlalte piese ale standului : arborele, lagărele, gura de insuflare, frîna hidraulică etc.

De asemenea, trebuie stabilită căderea de presiune necesară în turbină, care, de obicei, este cuprinsă între 300 și 1 000 mm col. apă. Este bine să se lucreze cu suprapresiuni cît mai mari ale aerului, pentru a putea învinge rezistențele întîmpinate pe conducta de intrare (în special la preîncălzitorul de aer). O suprapresiune mai mare decît 1 000 mm col. apă necesită însă utilizarea unei suflante în locul ventilatorului, care este mai costisitoare și nu realizează debite atît de mari (ventilatoarele au un grad de compresiune pînă la 1,1.).

Debitele utilizate la astfel de standuri pot atinge 20 000 m^3/h, în funcție de viteza ce trebuie obținută în turbină.

Mărirea debitului și deci a vitezei duce la mărirea numărului Reynolds, ceea ce este avantajos din punctul de vedere al preciziei măsurărilor. Trebuie ținut seamă însă că această majorare a debitului ridică prețul de cost al instalației, deoarece se impune și mărirea ventilatorului, a puterii motorului, a secțiunii conductelor de intrare și a puterii necesitate de instalația electrică a preîncălzitorului de aer.

Cu ajutorul frînei hidraulice, care se cuplează cu arborele turbinei sau este montată direct

pe acesta, se poate determina puterea efectivă a turbinei prin relația:

$$P_e = \frac{P \cdot l \cdot n}{716{,}2}, \text{ CP},$$

în care P este greutatea contragreutății mecanismului de echilibrare al frînei, kgf: l — lungimea brațului pîrghiei cuplate cu mecanismul de echilibrare, m; n — turația arborelui turbinei, măsurată cu tahometrul, rot/min.

Principalele încercări și studii care se pot face cu instalația descrisă sînt următoarele:

— determinarea profilelor optime ale paletelor și ajutajelor; — determinarea pasului optim al paletajului; — studiul influenței umidității aburului asupra randamentului și puterii turbinei; — influența jocului axial dintre rotor și stator; — influența bandajului și formei capetelor de nit ale acestuia; — influența prelucrării suprafețelor ajutajelor și paletelor.

În general, ordinea lucrărilor în uzinele constructoare de turbomașini, înzestrate cu astfel de standuri, este următoarea:

a) proiectarea turbinei și determinarea profilelor paletelor prin metodele clasice;

b) construirea de modele de palete și ajutaje în funcție de parametrii aburului din turbina reală și ai aerului utilizat la încercare;

c) efectuarea încercărilor asupra rețelelor fixe de modele sau asupra discurilor mobile;

d) modificarea parametrilor constructivi ai modelelor și a caracteristicilor treptei de încercare, ca urmare a încercărilor efectuate în vederea obținerii unor puteri și randamente optime;

e) aplicarea concluziilor obținute pe modele la turbina reală;

f) încercarea pe standul de probă a turbinei, cu noile modificări;

g) executarea în serie a turbinelor modificate în cazul cînd s-au obținut rezultate satisfăcătoare.

Ținînd seamă de toate avantajele acestei noi metode de cercetare, reiese că executarea unei astfel de instalații în cadrul întreprinderilor constructoare de turbine sau al laboratoarelor institutelor de cercetări ar aduce multe îmbunătățiri în construcția și încercările turbinelor, iar economiile obținute prin acestea ar amortiza în scurt timp investițiile.

În prezent, metoda aerodinamică de cercetare se utilizează la noi în laboratoarele de cercetări hidraulice, unde s-au obținut rezultate frumoase; de asemenea, ar trebui să se extindă în domeniul turbinelor cu abur și altor tipuri de mașini.

[1] Buletin Escher Wyss, 1934, 1937, 1939. [2] Hütte — Des Ingenieurs Taschenbuch. Ed. 28, 1955. [3] *Kirilov, I.I.* Gazovîie turbinî i gazoturbinnie ustanovki, vol. *I*, Moscva, Maşghiz, 1956. [4] Manualul inginerului, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1954. [5] Manualul inginerului termotehnician, vol. I, şi III. Bucureşti, Editura tehnică, 1961. ([6] *Sliahin, P. N.* Turbine cu abur. Bucureşti, Editura tehnică, 1953. [7] *Tărăboi, V.* Rodajul şi încercarea motoarelor cu ardere internă. Bucureşti, Editura tehnică, 1955. [8] Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 1934, 1936, 1940, 1955. [9] *Zietemann, C.* Die Dampfturbinen. Berlin, Springer Verlag, 1955.

CZ 621.165(09)

Îmbunătățiri constructive la turbinele cu abur VPT 50-3 și VPT 12

Ing. MIRCEA CÎRDU

În prezent, la Uzina de construcții de mașini — Reșița se lucrează la proiectarea turbinelor cu abur cu condensație și prize reglate de 50 MW. Utilizarea aburului cu parametri ridicați — 130 ata, 565°C la turbina de 50 MW, respectiv 90 ata, 535°C la turbina de 12 MW — ridică noi probleme constructive și de calcul, în raport cu turbinele fabricate pînă în prezent la UCMR (puteri pînă la 10 MW și parametrii aburului proaspăt 35 ata, 435°C).

Din experiența fabricării și exploatării turbinelor existente a rezultat necesitatea aducerii unor îmbunătățiri constructive față de proiectele inițiale.

În cele ce urmează se descriu cele mai importante îmbunătățiri aduse în ultimul timp în construcția acestor agregate, cu scopul de a fi aplicate la proiectarea sau chiar în exploatarea turbinelor de acest tip instalate în țara noastră.

Pentru sistematizarea materialului vom prezenta mai întîi îmbunătățirile aduse turbinei VPT 50-3.

Una din aceste îmbunătățiri a fost înlocuirea prezoanelor de la carcasele de înaltă presiune și de la cutia ventilului rapid de admisiune.

Inițial s-a folosit tipul de prezon reprezentat în figura 1.

Acest tip de prezon era caracterizat prin următoarea egalitate:

$$D_0 = D_f,$$

unde :

D_0 este diametrul porțiunii nefiletate a prezonului vechi și
D_f — diametrul exterior al filetului.

La prezoanele reprezentate în figura 1 s-au constatat ruperi dese în regiunea R în exploatare. Aceasta, datorită faptului că erau încărcate numai primele spire ale filetului (spirele din regiunea R).

În prezent se folosesc prezoane de tipul reprezentat în figura 2, caracterizate prin inegalitatea :

$$D_1 < D_{fi},$$

unde :

D_1 este diametrul porțiunii nefiletate a noului tip de prezon ;
D_{fi} — diametrul interior al filetului.

Pe de altă parte, la noul tip de prezoane gaura filetată din carcasa inferioară sau corpul ventilului rapid nu se execută străpuns, ci așa cum se vede în figura 2, astfel încît prin strîngere prezonul este presat pe fundul găurii. În acest fel porțiunea filetată a prezonului lucrează cu toate spirele. Întinderea prezonului prin strîngerea piuliței nu este preluată de porți-

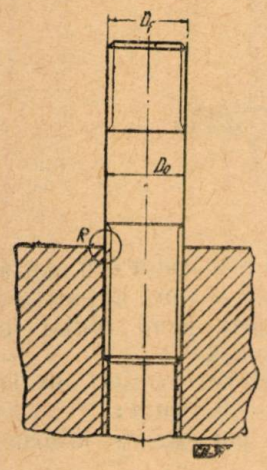


Fig. 1

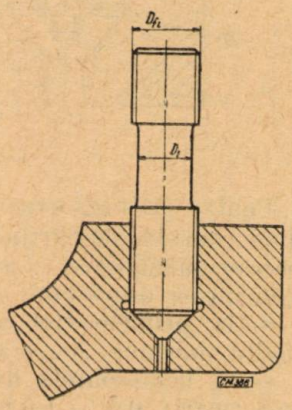


Fig. 2

unea filetată a lui, ci de porțiunea nefiletată cu diametrul D_1).

În afară de sistemul reprezentat în figura 2, se mai pot folosi și sistemele de montare a prezoanelor, reprezentate în figura 3a și 3b.

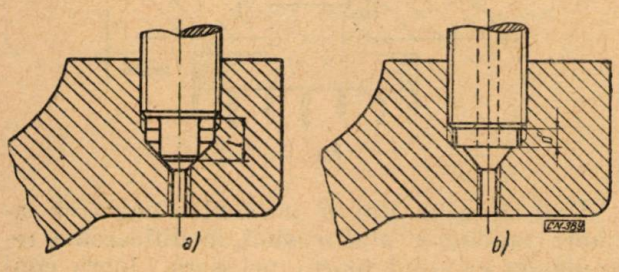


Fig. 3 *a*, *b*

Sistemul reprezentat în figura 2 prezintă dezavantajul că realizarea degajării pentru filetul din flanșă este dificilă din punct de vedere tehnologic, iar pentru realizarea lungimii necesare la montaj a prezonului, acesta trebuie prelucrat la strung după o primă montare de ajustare, însă după cum se știe prezoanele carcaselor sînt piese grele și manipularea lor constituie o operație dificilă.

În sistemul reprezentat în figura 3a se elimină necesitatea degajării pentru filetul din flanșă. El însă mai păstrează al doilea dezavantaj al sistemului din figura 2.

În sistemul din figura 3b lungimea de montaj se realizează prin prelucrarea șaibei pe distanță la cota δ care rezultă ca necesară.

În concluzie, sistemul din figura 3b este cel mai practic cu condiția obținerii unei perpendicularități cît mai exacte a fețelor plane ale șaibei de distanță cu axa prezonului.

O altă realizare constructivă a fost îmbunătățirea etanșării în planul de separație orizontal al carcaselor.

Cu ocazia reparațiilor capitale ale turbinelor de tipuri VPT de puteri peste 50 MW, s-a constatat, după restrîngerea prezoanelor, un joc de 0,65 mm în planul de separație orizontal al carcaselor. Cauza acestei deformații o constituie faptul că, inițial, carcasele au fost îmbinate fără strîngere importantă în planul de separație și etanșeitatea pe porțiunea $A-A$ din figura 4 nu a fost asigurată.

Aburul pătruns prin această neetanșeitate a produs, în timp, o deformație permanentă a flanșelor. Pentru a se evita repetarea acestei defecțiuni și după prima reparație capitală se recomandă tușarea carcaselor în planul de separație, cu ocazia primei reparații capitale, astfel ca înainte de strîngerea buloanelor să existe pe porțiunea $B-B$ (fig. 4) un joc de 0,05 mm, iar în porțiunea $A-A$ să nu existe joc. În acest fel, la strîngerea buloanelor, pe porțiunea $A-A$ se va realiza o etanșeitate perfectă.

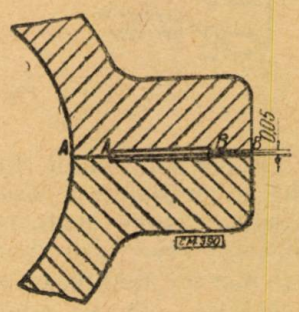


Fig. 4

Un procedeu folosit cu rezultate bune este încălzirea buloanelor de la carcase, înainte de strîngere, printr-un sistem electric.

În trecut, încălzirea buloanelor de la carcase înainte de strîngere se făcea cu aer cald, trecut în prealabil prin spațiul din jurul spiralelor unei rezistențe electrice. La acest sistem de încălzire, diferența de temperatură dintre interiorul și exteriorul buloanelor nu trebuie să depășească 200—220°C, la o temperatură exterioară de 280—300°C.

Încălzirea cu aer cald a prezoanelor de la carcase are dezavantajul că timpul de încălzire este relativ lung și din această cauză se încălzește și piulița, lucru care cu greu poate fi luat în considerare la calculul strîngerii carcaselor. Din această cauză a fost introdus un nou sistem de încălzire, pe cale electrică. Elementul, sursa de căldură a acestui sistem, îl constituie un electrod de metal ceramic care se introduce în canalul din interiorul prezonului. Acest electrod este inclus în schema electrică reprezentată în figura 5 : (*1* — transformatoare de sudură ; *2* — transformator de curent ; *3* — regulator de curent ; *4* — cablu).

La stabilirea contactului electric, electrodul se încălzește într-un timp scurt și astfel se încălzește numai prezonul, piulița neavînd timp să se încălzească. Pentru ca prezonul să se încălzească numai în partea de mijloc (nefiletată), electrodul de metal ceramic este metalizat numai în regiunea respectivă.

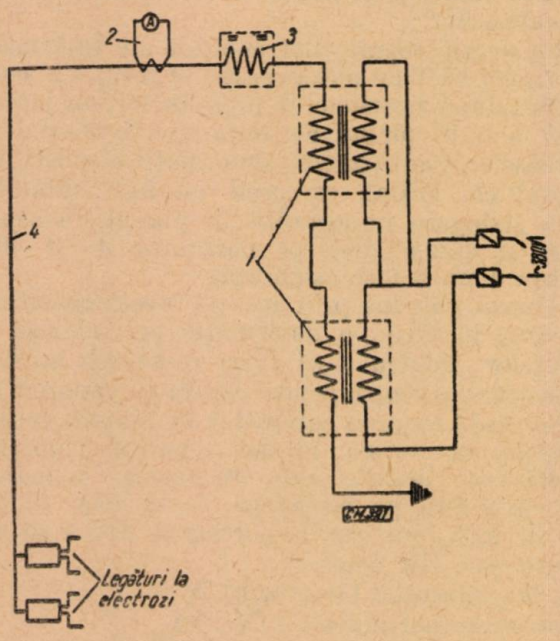


Fig. 5

Observații : barele din metale ceramice folosite în prezent au dezavantajul că sînt foarte fragile. Pentru acest motiv se studiază posibilitatea executării unor electrozi sub formă de tub metalic umplut cu praf de carburi metalice.

Montarea electrodului în interiorul bulonului este reprezentată în figura 6 : (*1* — electrod de carbură metalică ; *2* — tub izolator ; *3* — inel de centrare ; *4* — piuliță ; *5* — șaibă ; *6* — contact ; *7* — șurub ; *8* — azbest ; *9* — corpul contactului superior ; *10* — contactul inferior).

Observații la figurile 5 și 6 : schema din figura 5 se referă la două bare încălzitoare. Alimentarea cu curent trebuie să asigure un curent de 70 A pentru fiecare încălzitor ; rezistența izolației trebuie să fie mai mare decît 150 kΩ ; temperatura electrodului atinge 1 200°C.

O modificare constructivă făcută în scopul ridicării siguranței în exploatare a inelelor de labirinturi a fost următoarea : s-a mărit jocul radial *a* (fig. 7) la valoarea 2,5 ±0,2 mm.

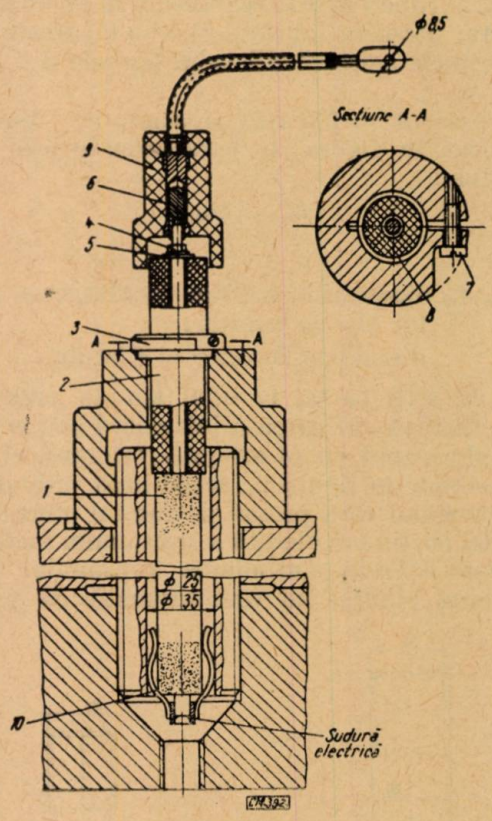


Fig. 6

Pentru evitarea avarierii rotoarelor din cauza unei centrări neîngrijite sau a unei exploatări necorespunzătoare, s-a mărit jocul radial la labirinturi după cum urmează :

— la primele trei labirinturi (mici) de la înaltă presiune, joc = 0,6 — 0,8 mm ;

— la următoarele două corpuri de labirinturi (mari), 0,8 — 1,0 mm ;

— la al treilea corp de labirinturi (mare), 1,0 — 1,2 mm ;

— la labirinturile primelor trei diafragme de la înaltă presiune, 1,0 — 1,2 mm.

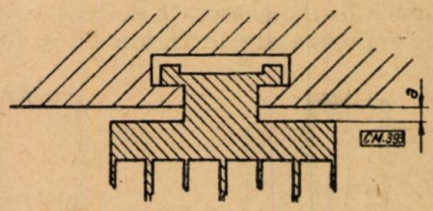


Fig. 7

Deși aceasta are o influență negativă asupra randamentului mașinii, modificarea se recomandă ca fiind foarte necesară, lucru constatat din practica de exploatare.

Pentru evitarea apariției crăpăturilor pe suprafața interioară a carcaselor au fost luate unele măsuri arătate în cele ce urmează.

La pornirea turbinei, straturile de metal din interiorul carcaselor se încălzesc mai mult de cît

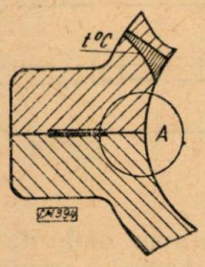


Fig. 8

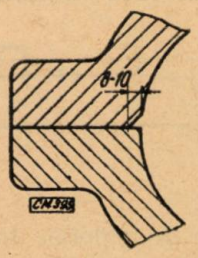


Fig. 9

cele exterioare. Repartiția temperaturii pe grosimea pereților carcaselor are alura din figura 8.

Apare, astfel, o diferență de dilatare între straturile de material situate la diferite grosimi din pereții carcaselor. Acest lucru are ca efect negativ, pe de o parte, posibilitatea apariției unor fisuri pe suprafața interioară a carcaselor, iar pe de altă parte, înrăutățirea etanșării în planul de separație, materialul situat în această regiune fiind strivit (detaliul *A*, figura 12).

Pentru evitarea acestor neajunsuri se execută o teșire, fie la carcasa inferioară, fie la carcasa superioară, ca în figura 9.

Prin această teșire se facilitează dilatarea termică liberă a straturilor de metal situate în apropierea suprafeței interioare a carcaselor.

O altă realizare constructivă este îmbunătățirea fixării ajutajelor la ventilele de reglare.

Sistemul de fixare a ajutajelor ventilelor de reglare în cutia de abur, aplicat pînă în prezent, nu a dat rezultate mulțumitoare în exploatare.

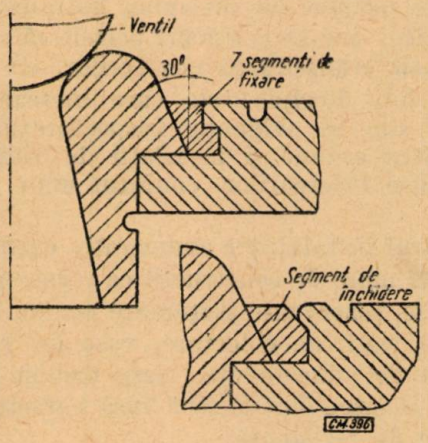


Fig. 10

Datorită reacțiunii aburului care se scurge prin ele, aceste ajutaje se pot ridica în raport cu poziția inițială și în acest fel modificarea distanței dintre scaunul ventilului și ventilul propriu-zis duce la schimbarea caracteristicii de reglaj al turbinei și chiar la avarierea ei. Pentru a se evita acest lucru, în prezent se aplică sistemul de fixare reprezentat în figura 10.

În vederea ridicării randamentului turbinei a fost micșorat jocul radial din labirinturile bandajelor rotorului la 1 — 1,25 mm. Pentru evitarea frecărilor care pot apărea în cazul acestor jocuri mici s-au introdus în suportul diafrag-

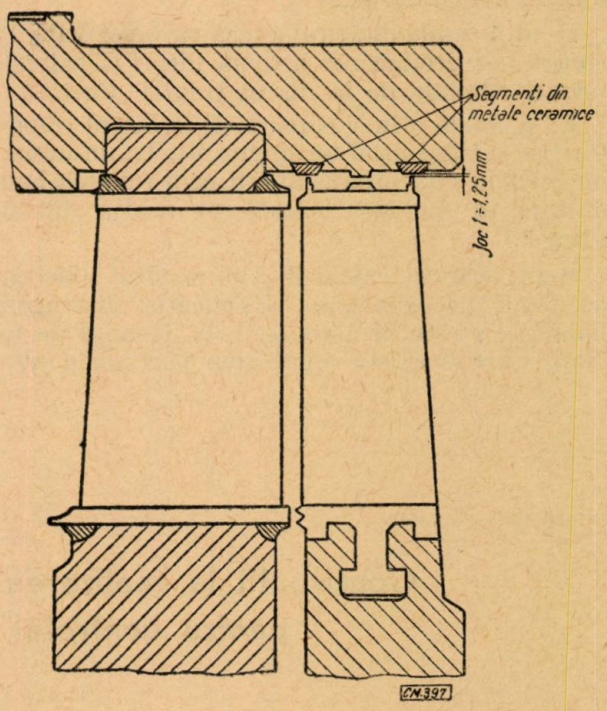


Fig. 11

melor segmenți din metale ceramice, în dreptul labirinturilor de pe bandaje (fig. 11). În acest fel, în cazul cînd labirinturile de pe bandaje ating statorul, segmenții din metale ceramice realizează jocul necesar, strunjindu-se de la sine materialul în plus de pe labirinturi.

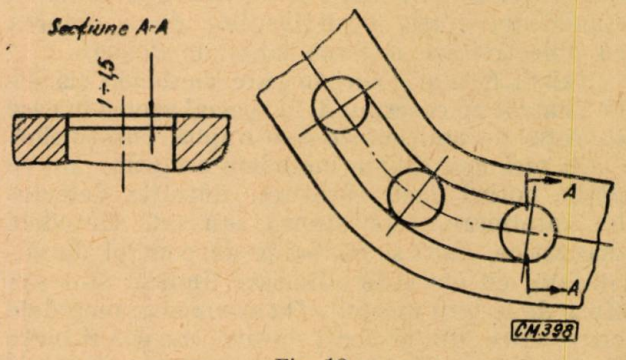


Fig. 12

Turbinei VPT 12 i-au fost aduse de asemenea o serie de modificări constructive. Una dintre acestea este îmbunătățirea etanșării în planul de separație orizontală al carcaselor.

Etanșarea cu plan de separație orizontal continuu nu a dat rezultate satisfăcătoare la partea

din față a turbinei, unde presiunea aburului este foarte ridicată. Pentru îmbunătățirea etanșării se execută o frezare cu adîncimea de 1 — 1,5 mm, ca în figura 12.

Frezarea se execută începînd cu a doua gaură de centrare (de la ax), în grupe de 3 și de 4 găuri. Canalele frezate joacă rol de labirint pentru aburul care scapă prin planul de separație din interiorul turbinei.

O altă îmbunătățire adusă turbinei VPT 12 constă în introducerea a două nituri la paletele primei coroane de la discul treptei Curtiss.

La paletele primei coroane de la discul treptei Curtiss exista inițial un singur nit. La un număr de turbine s-au produs avarii prin ruperea bandajului în regiunea notată pe schița din figura 13.

S-au verificat calculele și au rezultat solicitări cu totul nepericuloase. Explicația distrugerii bandajelor este următoarea : la treapta de reglare Curtiss există admisiune parțială a aburului. În anumite regimuri de lucru ale turbinei, curgerea aburului din ajutajele treptei de reglare se face cu viteză supersonică ($M = 1{,}3 - 1{,}5$). În acest caz, la intrarea în canalele formate de paletele lucrătoare apar unde de șoc și deci se produce o creștere bruscă a presiunii, fenomen care are un caracter pulsatoriu (admisiune parțială). Solicitarea datorită acestei creșteri de presiune împreună cu cea produsă de forța centrifugă are valori periculoase pentru bandajul paletelor. Pentru acest motiv s-a trecut la construcția paletelor cu două nituri

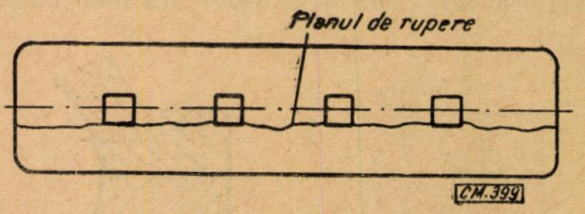


Fig. 13

CZ 621.791.053 : 620.179.6

Contribuții la realizarea unei metode defectoscopice pentru controlul etanșeității cusăturilor

ALEX. OPRENDEK

Tehnica modernă dispune, în prezent, de numeroase metode defectoscopice nedistructive. Metoda de iradiere cu raze penetrante, metodele ultrasonice și cele magnetice dispun de o gamă de variante care dau informații prețioase asupra macrostructurii îmbinărilor. Mai ales defectoscopia Roentgen tinde să ia un caracter general, făcîndu-și loc tot mai mult în standarde, grație posibilităților de a detecta cu obiectivitate o gamă largă de defecte.

Există însă și cazuri în care metodele clasice de control nu corespund, în special acelea în care condiția de etanșeitate este impusă cusăturilor.

Cu nici una dintre metodele amintite nu se poate hotărî dacă cusătura, datorită defectelor interioare, este etanșă sau nu. Metodele magnetice, cum și metodele de control de suprafață, cu efect de adîncime limitat, sînt excluse de la bun început. De asemenea, metodele ultrasonice, din aceleași motive, nu pot fi luate în considerare. De fapt, stereoroentgenogramele permit stabilirea întinderii spațiale a defectelor, dar ele singure nu pot decide dacă porii, incluziunile și fisurile, răspîndite pe întreaga secțiune a cusăturii, comunică într-o măsură care să ducă la o neetanșeitate, abstracție făcînd de faptul că controlul stereoroentgenografic ar fi nerentabil în majoritatea cazurilor.

Condiția de etanșeitate se impune, de regulă, cusăturilor recipientelor, cazanelor, rezervoarelor sau conductelor destinate păstrării-colectării sau transportului fluidelor. Pentru controlul acestora se pot utiliza, rațional, doar metodele de control de presiune, hidraulice sau pneumatice. Aceste verificări permit să se controleze atît etanșeitatea cusăturilor, cît și rezistența lor. Recipientele care lucrează sub presiune sînt în evidența Inspectoratului de stat pentru cazane și instalații de ridicat și sînt supuse încercărilor, conform unor norme speciale.

În cadrul instalațiilor enumerate există însă un număr mare de construcții ca : vase închise și deschise, rezervoare staționare pentru lichide sau gaze, vase de colectare, vase de reacție, conducte de aducere etc., care trebuie să fie complet etanșe, fără să aibă însă caracteristici deosebite de rezistență.

Acest fel de construcții sudate au dezvoltat cîteva metode de control simple, dar cu aplicabilitate limitată. Amintim metoda de încercare cu petrol și cretă sau var, metoda cu aer sau jet de apă și soluție de săpun, metoda prin cufundare, metoda cu gaze mirositoare.

Neajunsul metodelor se observă uşor : pericol de incendiu din cauza prezenţei petrolului, lipsă de curăţenie a locului de muncă, imposibilitatea de efectuare a controlului la temperaturi scăzute. Toate aceste metode au o notă de improvizare, respectiv de metodă meşteşugărească, şi nu corespund ca procedeu industrial decît în cazuri particulare.

Pentru elaborarea unei metode industriale de control al etanşeităţii, literatura [1], [2] propune utilizarea unor reactivi chimici. Aerului comprimat în recipientul de sub control i se adaugă o cantitate de gaz care, împreună cu aerul, difuzează prin locurile neetanşe ale cusăturilor. Acest lucru poate fi evidenţiat printr-un reactiv ales corespunzător. Din interacţiunea reactivului cu gazul rezultă un produs colorat, uşor de identificat. Practic, se îmbibă fîşii de hîrtie sau tifon în reactivul dat şi se aşază pe cusătură. În locurile cu defecte, hîrtia reactivă va prezenta pete sau dungi colorate.

Drept reactiv se poate utiliza, după Erdmann-Jesnitzer [1], hidrogen sulfurat şi acetat de plumb sau, după Nazarov [2], amoniac şi azotat de mercur. Ambele metode necesită butelii cu gaze comprimate, care nu totdeauna stau la dispoziţie, cer investiţii speciale şi reprezintă în plus o problemă de aprovizionare. Toate acestea limitează, evident, posibilităţile de aplicare a acestor metode care, de altfel, sînt simple şi expeditive.

Pentru evitarea acestor neajunsuri au fost efectuate cercetări pentru folosirea unor reactivi lichizi, cu tensiunea de vaporizare mică, ce ar putea fi introduşi în recipientul de sub control. Cel mai adecvat scopului s-a dovedit a fi soluţia apoasă de hidroxid de amoniu. Soluţia de hidroxid de amoniu cedează, în anumite condiţii, amoniacul din soluţie, iar acesta poate fi evidenţiat după difuzarea prin defectele cusăturii printr-un reactiv compus dintr-o soluţie de nitrat mercuros.

Amoniacul în soluţie apare în industrie ca un subprodus important al cocseriilor şi al uzinelor de gaz de iluminat. Azotul din combinaţiile organice trece parţial în amoniac la distilarea uscată şi se regăseşte împreună cu alte gaze dizolvat în „apele amoniacale".

Amoniacul se dizolvă foarte uşor în apă. Un litru de apă la 20°C dizolvă 1 150 litri de amoniac, încălzindu-se şi mărindu-şi volumul. Căldura degajată la dizolvarea şi reacţia bazică a soluţiei apoase se explică prin formarea unui produs de adiţie cu apa :

$$NH_3 + H_2O = NH_4OH,$$

hidroxidul de amoniu, care se disociază parţial în ioni :

$$NH_4OH = NH_4^+ + OH^-,$$

componentele fiind în echilibru cu restul de amoniac în soluţie fizică conform :

$$\frac{[NH_4^+]\,[HO^-]}{[NH_3]\,[H_2O]} = K_b.$$

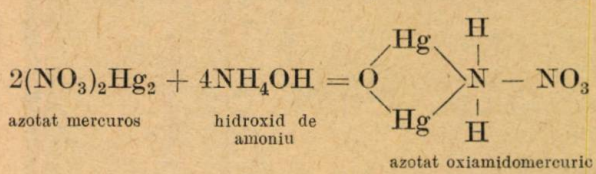
Concentraţia amoniacului se poate determina din densitatea din tabela 1, în care este prezentată densitatea soluţiilor apoase de amoniac [5]. Soluţiile de amoniac au densităţi mai mici decît apa. Soluţia de amoniac saturată la 15°C are densitatea 0,910 şi conţine 2,5% amoniac. Cu scăderea densităţii, concentraţia în HN_3 creşte. Prin încălzire, fierbere sau trecerea unui curent de aer, amoniacul este epurat din soluţie.

Tabela 1

d_4^{15}	NH_3, %	1 dm^3 la 15°C conţine NH_3, g
1,000	10,00	0,0
0,944	1,37	13,4
0,986	3,30	32,5
0,970	7,31	70,8
0,940	15,63	146,8
0,910	24,99	227,2
0,904	26,98	243,7
0,898	29,01	260,3
0,890	31,75	282,3
0,884	34,10	301,2

Nitratul mercuros $Hg2(NO_3)_2$ se obţine prin dizolvarea mercurului în exces în acid azotic de concentraţie mijlocie. Din soluţie, nitratul mercuros cristalizează cu $2H_2O$, sub formă de cristale incolore. Cristalele se dizolvă uşor în apă cu reacţie slab acidă, din cauza hidrolizei. Prin diluarea soluţiei se depune nitrat bazic $Hg_2(NO_2)(OH)$ galben ; hidroliza aceasta este împiedicată de un exces de NO_3H în soluţie. Nitratul mercuros este un agent reducător puternic ; pentru a evita oxidarea în aer, soluţia apoasă se conservă peste mercur metalic.

Soluţia de nitrat mercuros în prezenţa hidroxidului de amoniu precipită azotul oxiamidomercuric şi mercur metalic, conform reacţiei :



$$+ 2Hg + 3NO_3NH_4 + 3H_2O$$

mercur — azotat de amoniu — apă

Precipitatul rezultant este negru, culoarea datorindu-se mercurului metalic, deoarece amina este un precipitat alb.

Procesul tehnologic de control stabilit decurge după următoarele faze :

Cusăturile supuse controlului etanşeităţii se acoperă cu fîşii de hîrtie de filtru sau altă

hîrtie poroasă, îmbibată într-o soluție apoasă de 5% nitrat mercuros. Modul de așezare a hîrtiei sensibilizate pe cusătură este prezentat în figura 1. Lățimea benzii este cu 20 — 30 mm mai mare decît lățimea cusăturii.

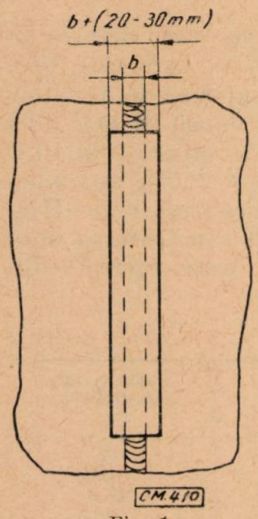


Fig. 1

Racordarea rezervorului supus controlului se face, la rețeaua de aer comprimat sau la compresor, printr-un vas de epurare special construit, prevăzut cu un șurub de acces în partea superioară (fig. 2 și fig. 3).

Vasul de epurare este plin cu vată, iar flanșa de racord către rezervor este prevăzută cu un filtru. Prin orificiul de acces se introduce soluția apoasă de hidroxid de amoniu necesară.

Aerul, în drum spre recipient, scoate amoniacul din soluție și îl antrenează în rezervorul de sub control. La atingerea presiunii de încercare se așteaptă cîteva minute, timp în care hidroxidul de amoniu reacționează cu nitratul mercuros în locurile neetanșe.

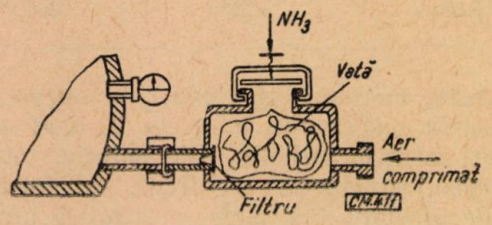


Fig. 2

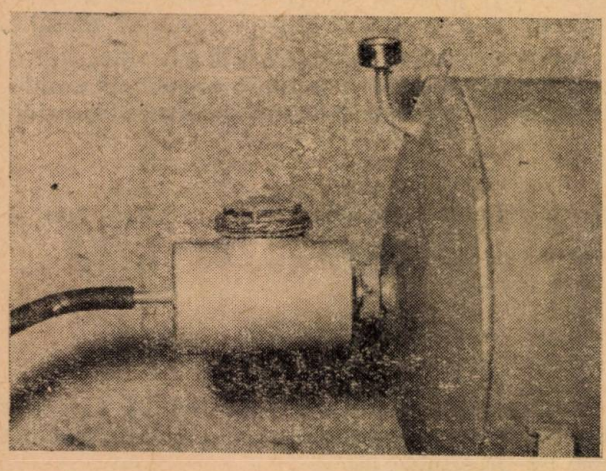


Fig. 3

Dacă în cusăturile recipientului sub control au existat porozități, fisuri, nesudări sau alte defecte care influențează etanșeitatea acestuia, pe fișiile de hîrtie apar în aceste locuri semne sub formă de puncte și pete negre, care permit o ușoară identificare a porțiunilor și locurilor neetanșe (fig. 4).

Hîrtia îmbibată poate fi păstrată și anexată buletinului de încercare, servind, ca și roentgenogramele în defectoscopia Roentgen, ca document din care rezultă calitatea cusăturilor.

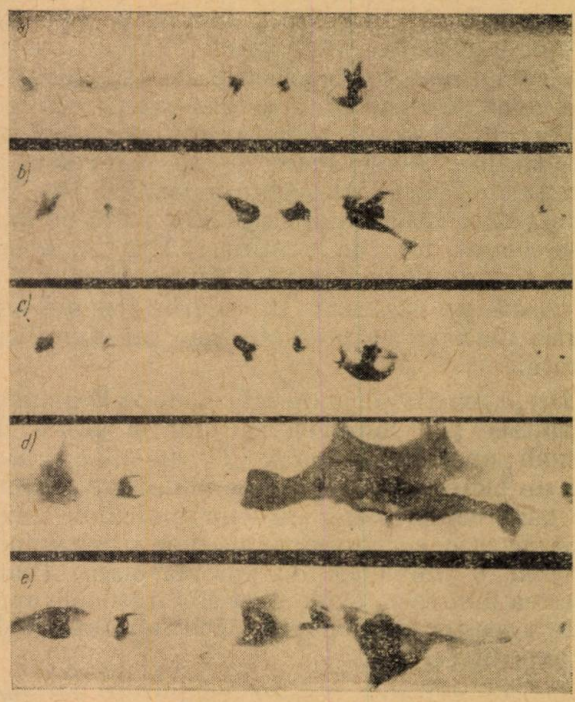


Fig. 4 *a*, *b*, *c*, *d*, *e*.

Pentru încercarea recipientului, în acesta trebuie introdusă o cantitatea de circa 2,5% amoniac din volumul aerului ce intră în rezervor la presiunea de încercare stabilită în caietele de sarcini.

Necesarul de soluție de hidroxid de amoniu se calculează cu relația :

$$G = \frac{V\,p\,c}{100\;a\,n} \qquad (1)$$

în care :

G este necesarul de soluție amoniacală, l;
V — volumul recipientului, l;
p — presiunea de încercare, at;
c — 2,5% conținut specific în amoniac, %;
a = 1,37 — volumul în litri al unui gram de amoniac gazos la 15°C și presiune normală, l/g;
n — concentrația soluției în amoniac, g/l (tabela 1).

Înlocuind a și c cu valorile lor, se obține :

$$G = \frac{1{,}82\ Vp}{100\ n} \qquad (2)$$

Exemplu. Pentru controlul unui recipient cu diametrul de 660 mm și lungimea de 1 000 mm, la o presiune de încercare de 2 at și o densitate a soluției amoniacale de 0,910 (tabela 1, n = = 227,2) este necesară o cantitate de :

$$G = \frac{1{,}83 \cdot 34{,}2 \cdot 2}{100^2 \cdot 227{,}2} = 0{,}0055\ \text{l},$$

deci $G = 5{,}5$ cm³ soluție amoniacală cu densitatea de 0,910.

În concluzie, metodele clasice pentru controlul etanșeității cusăturilor, cu ajutorul reactivilor chimici, reclamă gaze îmbuteliate. Obținerea acestora este de multe ori o problemă, fie din cauza gazelor (care nu au o circulație prea largă), fie din cauza buteliilor.

Utilizarea amoniacului în soluție apoasă (conform relațiilor stabilite) și a vasului de epurare — construcție simplă și ieftină — face metoda propusă aplicabilă în cercuri largi industriale.

[1] *Erdmann-Jesnitzer, F.* Werkstoff und Schweissung. Band II. Berlin, Akademie-Verlag, 1954. [2] *Nazarov, S. T.* Controlul calității îmbinărilor sudate. București, Editura tehnică, 1952. [3] *Nenițescu, D. C.* Chimie generală. București, Imprimeria O.P.E.D.—C.F.R., 1949. [4] *Ripan, R.* și *Poper, E.* Tratat de chimie calitativă. București, Editura de stat, 1950. [5] * * * Manualul inginerului mecanic. București, 1955.

Tehnologie

CZ 621.831 : 677.052—585.12 : 678.032'32'21

Roți de transmisie din bachelită utilizate pentru antrenarea fuselor la mașinile de filat și răsucit

Ing. DUMITRU MARFIEVICI

Fusele mașinilor de filat și răsucit sînt antrenate de niște tambure metalice, prin intermediul curelelor textile sau din material plastic. Aceste tambure, cunoscute sub numele de tambure echilibrate, sînt dispuse în lungul mașinilor, constituind de fapt roți de transmisie avînd lățimea egală cu lungimea părții de mașină ocupată de fuse (la o mașină cu 384 fuse : 15 360 mm, adică circa 88% din lungimea mașinii). Tamburul unei mașini este format, de fapt, din mai multe porțiuni (elemente), asamblate prin arbori, așa cum e arătat schematic în figura 1 : (*1* — element de capăt ; *2* și *3* — elemente intermediare ; *4* — element motor ; *5* — lagăre ; *6* — motor electric). Arborii se sprijină în lagăre cu rulmenți, așezați între elementele de tambur.

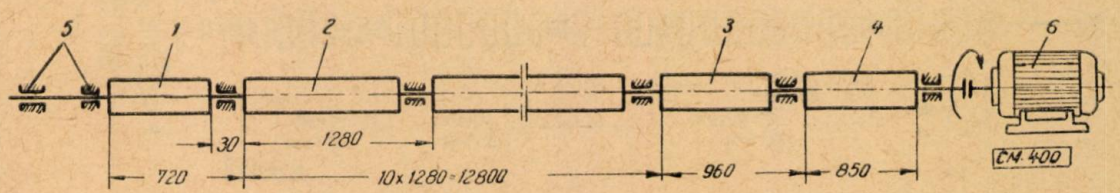


Fig. 1

Construcția elementelor de tambur se vede în figura 2. Pe flanșele *1* de fontă (Fc18) se montează mantaua *2*, confecționată din tablă decapată de ambutisare de 1 mm grosime.

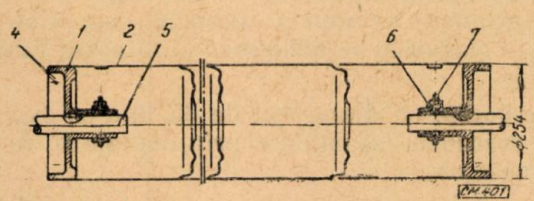


Fig. 2

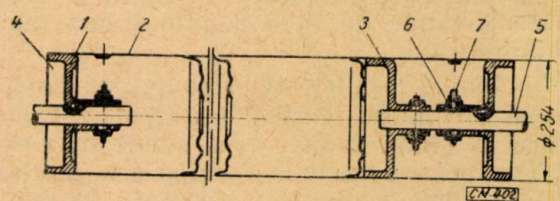


Fig. 3

Elementul de tambur dinspre motorul de acționare a mașinii (fig. 3) mai dispune de o flanșă intermediară *3*. Mantaua *2* este de fapt

confecționată din mai multe piese, în formă de oală, numite celule, și obținute prin ambutisarea adîncă a discurilor de tablă, după tehnologia de fabricare a vaselor de menaj. Celulele se îmbucă unele pe altele și se fixează între ele prin lipire cu aliaj de cositor și cu flanșele *1* și *3* prin niturile *4* și prin lipire cu cositor.

Elementele de tambur se asamblează cu arborii *5* din OL60 prin intermediul inelului de fontă maleabilă *6* și a șuruburilor *7* din OL50. Mantaua se protejează împotriva ruginirii prin cositorire.

Fabricarea elementelor de tambur este complicată și costisitoare. În special, confecționarea celulelor și asamblarea lor necesită o mare cheltuială de muncă vie. În tabela 1 este redată schema tehnologică a operațiilor prin care se obțin celulele.

Se menționează că schema cuprinde numai operațiile executate în Uzina „Unirea", care trimite uzinei colaboratoare discurile *B* rezultate din operația *4* (tabela 1) și primește, sub formă de semifabricat, celulele brute, cu o lungime utilă garantată de 350 mm.

În schema tehnologică sînt redate două variante determinate de dimensiunile tablei. Varianta 1 pleacă de la tabla de 1 000 × × 2 000 mm, din care se obțin trei discuri cu diametrul 715 mm și 2,133 kg deșeu pentru fiecare disc. Plecînd de la tabla de 750 × 1 500 mm (din import) se obțin două discuri cu diametrul 715 mm și 1,290 kg deșeu pentru fiecare disc. Se poate observa că varianta a doua este mai economică, dar este legată de import.

La mașinile de filat și răsucit de tip nou, înguste (lățimea : 700 mm în loc de 1 100 mm) și cu turație sporită la fuse (11 000 — 13 000 rot/min în loc de 8 500 — 10 500 rot/min), bătaia radială a organului de antrenare a fusului nu poate depăși 0,3 mm, pentru fuse cu turația de 11 500 rot/min, și 0,2 mm pentru cele cu turația de 13 000 rot/min.

Luîndu-se măsuri speciale în fabricație, se apreciază că s-ar putea obține serii industriale de tambure cu bătaie radială de 0,3 mm. Aceste măsuri însă ar atrage după sine o sporire importantă a prețului de cost.

După cum se vede, fabricarea tamburelor echilibrate pare a fi rațională pentru mașinile cu turația fuselor de circa 10 000 rot/min.

Deoarece o analiză mai detaliată arată că celulele se realizează cu un consum specific de metal de circa 2 :1, așa cum se vede din tabela 1 (pentru a obține piesa finită de 2,55 kg se utilizează în varianta întîi 5,333 kg tablă decapată de ambutisare adîncă și în a doua 4,500 kg), ceea ce, de data aceasta, reprezintă un al doilea inconvenient economic.

Constructorii Uzinei „Unirea", hotărîți de a traduce în viață hotărîrile celui de-al III-lea Congres al P.M.R. și anume de a reduce consumul de metal prin utilizarea materialelor plastice în vederea construcției de mașini moderne, au trecut la înlocuirea tamburelor metalice cu arbori continui și roți de transmisie din bachelită (figura 4 : *1* — arbore ; *2* — roată de transmisie ; *3* — lagăr ; *4* — motor electric)

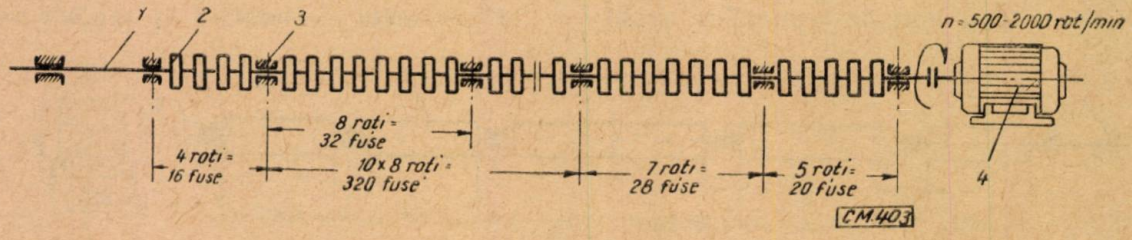


Fig. 4

Asamblarea unui element de tambur se realizează într-un dispozitiv și necesită 77 de operații, solicitînd muncitori cu calificare ridicată. După montare, elementul de tambur se echilibrează dinamic, de unde și numele de tambure echilibrate.

Tamburele echilibrate trebuie să îndeplinească o condiție tehnică principală : valoare redusă a bătăii radiale (s-a admis maximum 0,5 mm pentru mașinile vechi și cele fabricate pînă în 1962 de Uzina „Unirea", mașini de filat de tip FI).

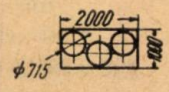
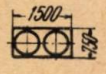
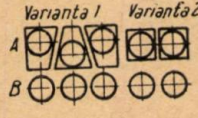
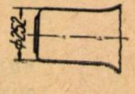
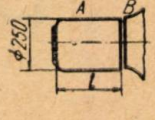
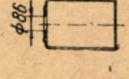
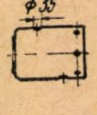
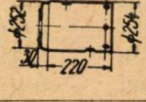
Aplicînd un proces tehnologic sever, și numai după ce s-a introdus calibrarea celulelor pe o mașină de broșat, uzina a reușit să se încadreze în această prescripție.

În figura 5 este prezentată schema de antrenare a patru fuse cu ajutorul unei roți de bachelită și al unei curele de transmisie (*1* — roată de transmisie ; *2* — fus ; *3* — curea ; *4* — rolă de întindere a curelei). Această schemă se numește clasică și se utilizează și în cazul tamburului.

Arborele cu diametrul de 35 mm se execută din tronsoane asamblate prin cuplaje în formă de manșon.

Lagărele sînt identice cu cele întrebuințate în cazul tamburului metalic. Roțile de transmisie (fig. 6) sînt din semiroți — poziția *1* — asamblate între ele prin 4 șuruburi cu piuliță — poziția *2*. După asamblare se prelucrează alezajul cu diametrul de 35 mm și suprafața

Tabela 1

Nr. crt.	Operația	Forma și dimensiunile semifabricatului	Observații
1	Trasat discuri Ø 715, pe table de 1 × 1 000 × 2 000 varianta 1		Se obțin 3 discuri Ø 715 mm cu un consum de tablă de $\frac{16}{3} = 5{,}333$ kg/bucată
2	Trasat discuri Ø 715 pe table de 1 × 75 × × 1 500 varianta 2		Se obțin două discuri Ø 715 mm, cu un consum de tablă de $\frac{9}{2} = 4{,}500$ kg/bucată
3	Tăiat tablă în porțiuni conținînd cîte un disc		
4	Tăiat circular		*A* = deșeuri : varianta 1 : 2,133 kg/bucată varianta 2 : 1,290 kg/bucată *B* — semifabricate pentru ambutisare : 3,210 kg/bucată
5	Ambutisare adîncă		Fazele de realizare a celulei (ambutisări și recoaceri succesive la uzina colaboratoare nu sînt redate în această schemă).
6	Retezat la lungimea *L*		Lungimea utilizabilă garantată *L* = 350 mm. Pentru obținerea de elemente de tambure de lungimile necesare, cota *L* poate varia ; semifabricatul *A* : 2,600 kg ; deșeul *B* : 0,710
7	Străpuns fundul Ø 86		
8	Ștanțat opt găuri Ø 4		Numai la celulele de capăt
9	Ștanțat găuri Ø 32 și ambutisat la Ø 35 (pentru introducerea cheii de strîngere a șuruburilor de fixare a flanșei pe arbore)		Numai la celulele de capăt
10	Decapat, cositorit		Exterior și interior
11	Calibrat și ambutisat la cota 30		Lungimea utilă : 320 mm Celula finită : 2,55 kg

exterioară cu diametrul de 200 mm. Avantajul semiroților este că înlocuirea unei roți se poate face fără a demonta arborele, așa cum se întîmplă în cazul roților dintr-o bucată. Deși roțile din

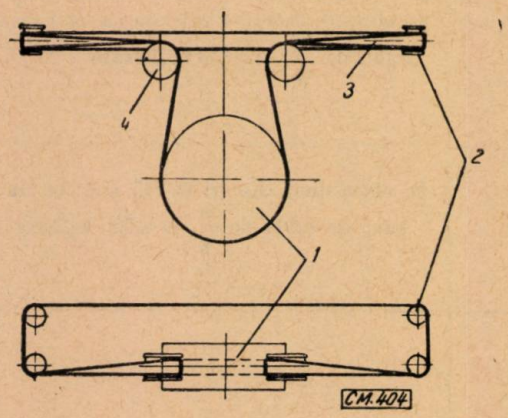


Fig. 5

două bucăți se bucură de acest avantaj, totuși ele prezintă și dezavantajul că după presare suferă unele deformări (se deschid), astfel că

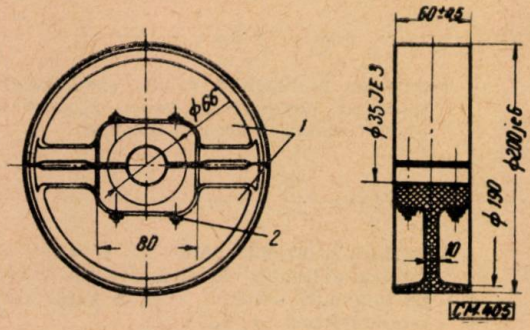


Fig. 6

după asamblare și strunjirea exterioară, obada rămîne subțire (fig. 7) și unele se rebutează.

Dat fiind că roțile de transmisie din bachelită se comportă bine în exploatare — deteriorările de piese fiind foarte rare — avantajul schimbării comode fără demontarea arborelui este minim față de dezavantajul amintit. De aceea, în prezent, se experimentează un model

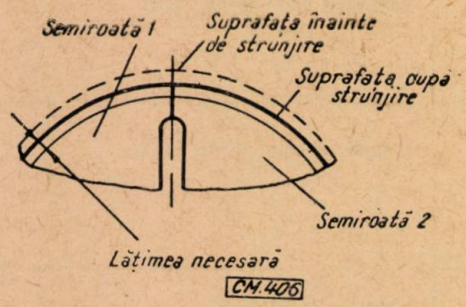


Fig. 7

de roată dintr-o bucată, la construcția căruia s-a ținut seamă de avantajele și dezavantajele pieselor similare din străinătate (Textina—R.D.G., figura 8, SACM—Franța, figura 9).

Arborii cu roți de transmisie se realizează mai ușor decît tamburele metalice, eliminîndu-se o cantitate considerabilă de manoperă.

Arborii sînt confecționați din OL60. Este preferabil ca ei să fie confecționați din oțel tras cu diametrul 35 je 4, dar în general diametrul de 35 mm se realizează prin strunjire, după

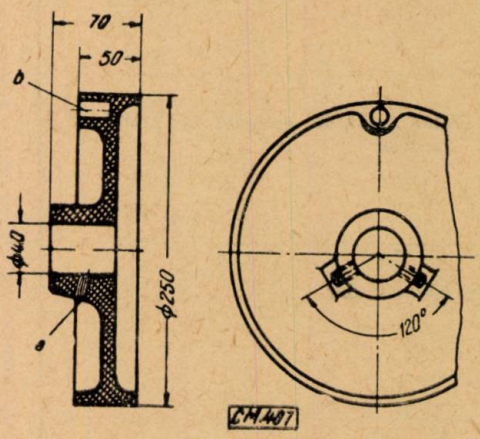


Fig. 8

care se îndreaptă pînă la o bătaie radială de maximum 0,05 mm. Cuplajele-manșon sînt piese turnate cu puține operații de prelucrare. Roțile, indiferent dacă sînt dintr-o bucată sau din două bucăți, se strunjesc la un diametru exterior

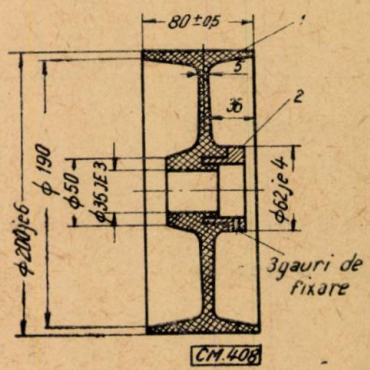


Fig. 9

de 200 mm și la un diametru interior de 35 mm. Pe lîngă avantajul reducerii manoperei intervin cu pondere însemnată economia de metal și reducerea masei nete a mașinilor. Aceste rezultate sînt ilustrate în tabelele 2, 3 și 4. Tabela 2 cuprinde datele în legătură cu consumul de materiale la confecționarea tamburelor cu manta din tablă. Se poate observa că din 557 kg metal necesar unei mașini, 220 kg sînt tablă decapată de ambutisare, care este un material obținut în general din import.

Tabela 2

Nr. crt.	Reperul	Materialul	Nr. piese pe o maşină	Masa, kg			
				Pe reper		Pe maşină	
				brută	netă	brută	netă
1	Flanşă de capăt	Fc 18	26	9,000	5,500	234,000	143,000
2	Flanşă intermediară	Fc 18	1	9,000	5,450	9,000	5,450
3	Celule (varianta 1 *)	TDA	49	5,333	2,550	261,317	124,950
3a	Celule (varianta 2**)		49	4,500	2,550	220,500	124,950
4	Inele	Fm 33n	27	0,635	0,585	17,145	15,795
5	Arbori cu diametrul de 35 mm	OL60	14	4,500	4,012	63,000	56,168
6	Şuruburi de fixare	OL50	54	0,120	0,082	6,480	4,428
7	Nituri	OL38	392	0,008	0,008	3,136	3,136
8	Material pentru lipit şi protecţia tamburului	Sn 60%				3,250	3,250
	Total varianta 1					597,328	356,177
	Total varianta 2					556,511	

Observaţii

* Celulele obţinute din tablă de 1 000 × 2 000 mm.

** Celulele obţinute din tablă de 750 × 1 500 mm.

Tabela 3

Nr. crt.	Reperul	Material	Nr. piese pe o maşină	Masa, kg							
				Pe reper		Pe maşină					
						Piese metal		Piese bachelită		Total	
				Brută	Netă	Brută	Netă	Brută	Netă	Brută	Netă
	A. *Varianta cu roţi din două bucăţi*										
1	Arbori	OL60	7	20,400	17,100	142,800	119,700	—	—	142,800	119,700
2	Cuplunguri	Fc18	6	3,080	2,200	18,480	13,200	—	—	18,480	13,200
3	Şuruburi cu piuliţă pentru cuplunguri	OL50	24	0,070	0,055	1,680	1,320	—	—	1,680	1,320
4	Roţi (2 piese)	Bachelită	96	0,980	0,830	—	—	94,080	79,680	94,080	79,680
5	Suruburi cu piuliţă pentru semiroţi	OL50	384	0,067	0,045	25,728	16,380	—	—	25,728	16,380
	Total					188,688	150,600	94,080	79,680	282,768	230,280
	B. *Varianta cu roţi dintr-o bucată şi armătură metalică*										
1	Arbori	OL60	7	20,400	17,100	142,800	119,700	—	—	142,800	119,700
2	Cuplunguri	Fc18	6	3,080	2,200	18,480	13,200	—	—	18,480	13,200
3	Şuruburi cu piuliţă pentru cuplunguri	OL60	24	0,070	0,055	1,680	1,320	—	—	1,680	1,320
4	Armătură roţi	OL50	96	0,460	0,320	44,160	30,720	—	—	44,160	30,720
5	Roţi	Bachelită	96	0,860	0,760	—	—	82,560	73,960	82,560	73,960
6	Şuruburi de fixare a roţilor pe arbori	OL50	288	0,007	0,005	2,016	1,440	—	—	2,016	1,440
	Total					209,136	166,380	82,560	73,960	291,696	240,340

În tabela 3 sînt indicate materialele pentru arborii cu roți de transmisie din bachelită, în două variante : varianta cu semiroți, la care consumul este mai redus, și varianta cu roți dintr-o bucată.

Tabela 4 cuprinde comparația consumului de materiale necesare celor două construcții, punîndu-se în evidență atît economia de metal, cît și reducerea masei nete a mașinii, respectiv a metalului imobilizat pe o perioadă îndelungată. În tabelă s-au înscris și cantitățile de metal economisite într-un an la o producție medie de mașini de filat și răsucit corespunzătoare unui număr de 60 000 fuse (circa 156 mașini cu 384 fuse).

Se menționează că din 55 t metal economisit într-un an (varianta 2) 33 t, adică 3/5 reprezintă tablă decapată de ambutisare (material deficitar, așa cum s-a specificat mai sus) și circa 260 kg cositor pur, care este un material de import cu preț de cost ridicat.

În articol nu s-a ținut seamă de rebuturile importante ce se obțin la ambutisarea celulelor și de greutățile pricinuite întreprinderii colaboratoare, care trebuie să-și corijeze procesul tehnologic de ambutisare la fiecare lot nou de tablă.

Antrenarea fuselor la mașinile de filat și răsucit cu arbori și roți de transmisie este o soluție economică și în același timp calitativ superioară : se obțin roți și arbori avînd bătaia radială de 0,2 și respectiv 0,05 mm. Astfel a fost depășită bariera tehnică aflată în fața tamburelor. Masa pieselor în mișcare fiind mai mică decît în cazul tamburelor, valoarea scăzută a momentului de giratie duce la economia de energie, la micșorarea frecărilor în lagăre și respectiv a uzurilor.

Cu toate avantajele incontestabile ale arborilor cu roți din material plastic, care lucrează după schema clasică din figura 5 (patru fuse antrenate cu ajutorul unei roți și al unei role de întindere), în cursul anului 1963 s-au experimentat și unele scheme mai economice, care constau în antrenarea cu o curea a 8 fuse (schema a II-a) și a 12 fuse (schema a III-a), conform schițelor *a* și *b* din figura 10 : (*1* — roată de trasmisie ; *2* — fus ; *3* — rolă de întindere ; *4* — rolă ; *5* — curea). În tabela 5 este redată economia procentuală de piese în cazul utilizării schemelor II și III față de schema I. Utilizarea schemelor II și III este îngrădită de faptul

Tabela 4

Construcțiile ce se compară	Masa, kg. Metal brută Tambur	Metal brută Arbore cu roți	Metal netă Tambur	Metal netă Arbore cu roți	Bachelită netă Tambur	Bachelită netă Arbore cu roți	Total netă Tambur	Total netă Arbore cu roți	Economia de metal, kg La o mașină	Economia de metal, kg La 156 mașini (60 000 fuse)	Reducerea masei nete, kg La o mașină	Reducerea masei nete, kg La 156 mașini (60 000 fuse)
Tambur varianta 1 — arbore cu semiroți	598	189	357	150	—	80	357	230	409	63 804	127	19 812
Tambur varianta 2 — arbore cu roți dintr-o bucată	557	189	357	150	—	80	357	230	368	57 408	127	19 812

că mașinile au un număr diferit de fuse și că ele sînt construite pe secțiuni, al căror număr de fuse nu este întotdeauna divizibil cu 8 sau cu 12.

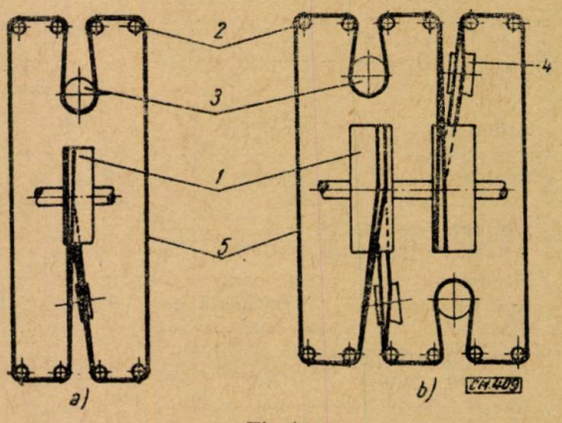


Fig. 10

Combinînd aceste scheme, pentru antrenarea unei mașini de filat cu 396 fuse s-au întrebuințat 69 roți în loc de 99.

Tabela 5

Denumirea pieselor	Numărul de piese necesare pentru o mașină cu 400 fuse schema I	schema II	schema III	Economia de piese față de schema 1 schema II	schema III
Roți de transmisie din bachelită	100	50	66,6	50%	33%
Role de întindere	200	100	133,2		

În aceste condiții se vor îmbunătăți în continuare efectele economice analizate în acest articol. Utilizarea schemelor amintite prezintă însă inconvenientul că la ruperea unei curele sînt scoase din funcțiune 8, respectiv 12 fuse în loc de 4, ceea ce din punctul de vedere al exploatării reprezintă pierderi nerecuperabile, mai cu seamă că ruperile pot fi în număr mai mare (cureaua de transmisie antrenînd mai multe fuse).

Se știe că fabricarea pieselor din material plastic prin presare în matriță este rentabilă cînd seria este mare. Această condiție este îndeplinită cu prisosință în cazul de față. Într-adevăr, la o producție de 156 mașini cu un număr mediu de fuse de 384, cantitatea de roți necesare este de $384 \times 156 : 4 = 14\,976 \cong 15\,000$, ceea ce reprezintă o serie mare și o producție importantă de piese de bachelită ($15\,000 \times 0{,}98 = 14\,700$ kg).

Organizarea și economia producției

CZ 621.43: 621.51: 338.04: 338.063.44

Eficiența tehnico-economică a tipizării și standardizării la produsele fabricate de uzinele „Timpuri noi"

Ing. AUREL OPRESCU

În cadrul politicii generale dusă de partid și guvern, de dezvoltare a industriei construcției de mașini, s-a pus un accent deosebit pe dezvoltarea specializării uzinelor. În concordanță cu aceasta, uzinele „Timpuri noi" sînt profilate pentru producția de motoare cu combustie internă de diferite tipuri și puteri, pentru fabricația de compresoare de aer și pentru fabricația de agregate — motocompresoare, electrocompresoare.

Ținînd seamă că interesele economiei naționale cer fabricarea unei game destul de largi de motoare cu ardere internă și de compresoare, colectivul de ingineri și tehnicieni al uzinelor „Timpuri noi", folosind premisele create de specializare, a căutat să introducă forme de organizare constructivă și tehnologică a produselor, astfel încît să asigure o anumită omogenizare a parametrilor constructivi și să se obțină pe această cale avantajele tehnico-economice ale producției de serie mare.

Mijlocul cu ajutorul căruia a fost realizat acest obiectiv a fost tipizarea constructivă și tehnologică a produselor din aceeași familie.

Practic, sarcina tipizării produselor a fost rezolvată prin următoarele trei căi principale:

1. Folosirea la maximum, în cadrul produselor, a pieselor și organelor de mașini standardizate prin STAS sau norme interne, precum și limitarea nomenclatorului pieselor standardizate.

2. Unificarea reperelor cu același rol în funcționarea motoarelor și compresoarelor, cum sînt bielele, cuzinetii, cilindrii, pistoanele etc.

3. Tipizarea anumitor repere cu același rol funcțional (de exemplu, arborii cotiți) și care au unificate anumite elemente constructive (paliere, manetoane etc.).

Un factor de bază care permite tipizarea motoarelor și duce la un grad înalt de raționalizare constructivă a reperelor este utilizarea unui alezaj și a unei curse comune la o familie de motoare cu puteri multiple. Adoptînd acest criteriu, uzinele „Timpuri noi" au tipizate aceste elemente la 82% din motoarele ce le fabrică în momentul de față, grupate în patru familii distincte.

În tabela 1 sînt arătate cele patru familii de motoare din care rezultă, pentru fiecare familie, motoare cu puteri diferite. În coloana a doua, primele motoare în cadrul fiecărei familii sînt motoarele de bază, capul de familie, ale căror piese sînt utilizate și la celelalte produse.

Tabela 1

Familia constructivă cu alezaj/cursă, mm	Puterea, CP	Tipul motorului
65/ 90	6 15	aprindere prin scînteie
78/ 76	18 9	aprindere prin scînteie
140/210	100 80 50	aprindere prin compresiune
180/180	25 50	aprindere prin compresiune cu cap incandescent

Tipizarea alezajului și cursei a permis serviciului constructor șef să utilizeze atît în cadrul familiei de produse, cît și între diferite familii de produse, o serie de repere standardizate și să ducă unificarea pieselor la limite maxime.

Cîteva cifre statistice sînt elocvente în privința rezultatelor obținute în această direcție și reflectă gradul de standardizare, tipizare și normalizare a pieselor la familia de motoare cu alezajul/cursă 140/210 mm.

Tabela 2

Marca motorului	Piese standardizate, unificate		Piesele originale ale produsului		Nr. total de piese	
	bucăți	%	bucăți	%	bucăți	%
D110	1 133	34,8	2 135	65,2	3 268	100
D80	2 642	91,5	255	8,5	2 897	100
D50	2 278	93	178	7	2 456	100

În această familie produsul de bază este motorul D110 și are ponderea pieselor la reperele originale de 65,2%, pe cînd piesele standardizate și unificate sînt în proporție de 34,8%. La celelalte produse D80 și D50, ponderea pieselor o constituie reperele standardizate și cele unificate luate de la produsul de bază, pe cînd reperele originale sînt într-o mică proporție.

Prima cale care a condus la raționalizare a fost utilizarea pieselor standardizate. În procesul de proiectare a produselor, constructorii au avut în vedere în permanență folosirea pieselor și organelor de mașini standardizate, ca : elemente de asamblare demontabile sau nedemontabile, elemente de transmisie, elemente de etanșare etc.

Această situație este reflectată în tabela 3 la motoarele D110, D80 și D50. Defalcînd piesele din coloana 2 (tabela 2) în elemente constituite, rezultă situația din tabela 3.

Tabela 3

Marca motorului	Piese standardizate		Piese unificate,		Total piese standardizate și unificate	
	bucăți	%	bucăți	%	bucăți	%
D110	1 082	33	51	1,8	1 133	34,8
D80	887	30,5	1 755	61	2 642	91,5
D50	725	29,6	1 553	63,4	2 278	93

Este de remarcat faptul că la motorul D110, capul de familie, procentajul pieselor unificate este foarte mic, 1,8%, constituit din repere preluate de la alte produse din alte game tipodimensionale pe care le fabrică uzina. La motoarele D80 și D50, procentajul mare de 61% și respectiv 63,4% este constituit din reperele preluate de la motorul cap de familie al gamei tipodimensionale din care fac parte. De asemenea, gradul de standardizare al produselor este destul de ridicat, procentul mediu de 30% din piesele fiecărui produs fiind alcătuit din șuruburi, piulițe, inele de siguranță, șplinturi, inele de etanșare etc., piese executate centralizat în fabrici specializate după STAS-urile în vigoare.

Folosirea într-o asemenea proporție a reperelor standardizate fabricate centralizat în afara uzinei aduce avantaje tehnico-economice însemnate, obținîndu-se repere executate în condiții de fabricație de serie mare, deci la un nivel calitativ ridicat, preț de cost scăzut etc.

Executarea acestor piese în uzină ar afecta capacitatea productivă a secției prelucrătoare, iar prețul de cost al acestor piese ar fi dublu față de prețul de achiziție de la întreprinderile specializate.

Este cazul a fi relevat faptul că în cadrul reperelor standardizate s-a mers pe linia restrîngerii nomenclatorului reperelor folosite.

Astfel, s-a simplificat munca de aprovizionare, fără ca nivelul tehnic al produselor să aibă de suferit.

Din toată gama de șuruburi cu cap hexagonal standardizate, proiectanții au utilizat la produsele uzinei două tipuri conform STAS 6219—60 și 6220—60 în proporție de 95% și două tipuri conform STAS 4845—55 și 4272—60 în proporție de 5%.

La șuruburile cu cap profilat, serviciul constructor șef s-a limitat la utilizarea a patru forme constructive standardizate prin STAS 2571—51; 3167—52; 3169—52 și 3954—53.

Trebuie subliniat că efortul de raționalizare constructivă nu s-a limitat numai la cele arătate. Pe măsura introducerii în programul de producție a noi produse din cadrul profilului întreprinderii, prin care s-a mărit numărul de produse din familia respectivă, s-a realizat în mod operativ principiul unificării constructive.

Astfel, cu prilejul asimilării noilor produse, o serie de repere cu rol funcțional identic au fost preluate de la alte produse. Aceasta este cea de-a doua cale care a dus la tipizarea produselor uzinei.

Situația unificării la motoarele fabricate în uzină este exemplificată la motoarele D50, D80 și D110 în tabela 4.

Tabela 4

Marca motorului	Piese unificate preluate din familia respectivă		Piese unificate preluate de la produse din alte familii		Total piese unificate	
	bucăți	%	bucăți	%	bucăți	%
D110	—	—	51	1,8	51	1,8
D80	1 718	59,7	37	1,3	1 755	61
D50	1 525	62,26	28	1,14	1 553	63,4

După cum rezultă din tabela 4, la produsul de bază, motorul D110 și la celelalte două motoare piesele preluate de la alte game tipodimensionale sînt într-un număr neînsemnat,

pe cînd piesele preluate la motoarele D80 și D50 de la motorul D110 sînt într-un procent covîrșitor, 59,7% și respectiv 62,26%.

Unificarea realizării constructive a unor repere în mod consecvent și pe scară mare reprezintă aportul cel mai constructiv al proiectanților noștri sub aspectul raționalizării producției de mașini energetice.

Această acțiune a avut o înrîurire multilaterală asupra economiei și organizării producției uzinei astfel :

— Un prim efect s-a resimțit în sfera muncii de concepție unde a determinat scăderea volumului de muncă necesar pentru proiectarea constructivă și tehnologică a produselor aparținînd în special aceleiași familii de produse.

— Un al doilea efect l-a avut asupra creșterii gradului de înzestrare tehnologică a producției, ca urmare a posibilităților create de mărirea seriilor de fabricație, ca efect al unificării, echipîndu-se procesul tehnologic cu noi SDV. Acest fapt a avut la rîndul său ca urmare reducerea volumului de muncă în sfera execuției și ridicarea concomitentă a calității pieselor, subansamblurilor și produselor.

Făcînd un bilanț al eficienței economice în urma preluării pieselor de la produsul de bază la familia motoarelor cu alezaj/cursă 140/210 mm, ca urmare a aplicării acțiunii de unificare, a rezultat o economie la munca de concepție de 45 750 ore la proiectarea reperelor motorului D50 și de 51 500 ore la proiectarea reperelor motorului D80. Proiectarea motorului D50 a fost executată în decurs de două luni, a motorului D80 în decurs de o lună și jumătate, pe cînd motorul D110, care constituie capul de serie al familiei respective, a fost proiectat în 10 luni, utilizîndu-se aceleași forțe de muncă pentru proiectare.

Aceeași eficiență economică s-a înregistrat și în munca de proiectare tehnologică, rezultînd un volum de economii de 8 600 ore la motorul D80 și 7 625 ore la motorul D50. Dacă se ia în considerare și timpul rezultat ca economie pentru proiectarea dispozitivelor și verificatoarelor, volumul de economii în sfera concepției este considerabil.

O a treia cale de raționalizare constructivă a produselor o constituie în uzinele „Timpuri noi" tipizarea. Aceasta se referă la acele repere care se deosebesc din punct de vedere dimensional, avînd însă un rol funcțional identic în cadrul motorului.

În această situație se află repere ca : arborii cotiți, blocurile de motor, chiulasele, axele cu came etc.

Cu prilejul proiectării acestor repere a fost posibil ca anumite elemente constructive să fie proiectate cu dimensiuni identice. Este cazul să fie exemplificată această acțiune la arborii cotiți ai motoarelor D50, D80, D110, care au o serie de elemente dimensionale identice, ca diametrul manometrelor și al palierelor.

Tipizarea are eficiența tehnico-economică comparabilă cu cea a unificării din care rezultă economii la volumul muncii de proiectare constructivă, tehnologică și S.D.V.

O sursă mare de economii a constituit-o și preluarea subansamblurilor utilizate la produse de serie mare fabricate la uzinele specializate din țară, cum sînt : utilizarea filtrului de aer la motoarele D6 și D15, tip Steagul roșu, care a adus economii de 196 000 lei în cursul anului 1963.

Prin înlocuirea filtrului de motorină la motoarele D6, D15, D50, D80, D110 și a filtrelor de ulei la motoarele D50, D80 și D110, cu filtre fabricate în serie mare de către Uzina nr. 2 — Brașov, s-au obținut economii în valoare de 180 000 lei anual.

Pentru raționalizarea producției de mașini, în cadrul uzinelor „Timpuri noi" s-a aplicat, în afara ansamblului de măsuri citate, și restrîngerea nomenclatorului de materiale folosite. Aceasta se referă atît la calitatea materialelor, cît și la dimensiuni. În ceea ce privește calitatea, se utilizează trei sortimente de oțel carbon de construcție, trei sortimente de oțel de calitate și 8 sortimente de oțeluri aliate de cementare și îmbunătățire.

De asemenea, pentru simplificarea procesului tehnologic în cadrul turnătoriei se utilizează două calități de bronzuri, cinci de aluminiu și patru de fontă.

Munca de raționalizare constructivă în cadrul uzinelor „Timpuri noi" nu este un proces terminat. Noile produse în curs de proiectare se bazează pe aceleași principii de standardizare și unificare maximă în vederea obținerii de importante avantaje tehnico-economice. Acestea vor avea o influență covîrșitoare asupra interschimbabilității pieselor și obținerii unui grad înalt de execuție care să ridice prestigiul produselor și al mărcii fabricii la nivelul cerințelor tehnicii moderne.

CZ621.86 87.065.3 : 620.178.1

Calculul solicitării la șoc a cablurilor

Ing. ALEXANDRU CRUCEANU

Instalațiile de ridicat și transportat, răspîndite din ce în ce mai mult, ca o consecință a mecanizării mereu crescînde, ridică constructorilor probleme legate de satisfacerea cerințelor producției.

Cablul folosit pe scară mare, ca element de tracțiune al acestor instalații, este foarte frecvent solicitat la șoc.

Producerea șocurilor se datorește, în cele mai multe cazuri, modificării bruște, prin intermediul cablului respectiv, a stării de repaus sau mișcare a unor elemente cu inerție mare.

Unul din exemplele frecvent întîlnite îl constituie solicitarea la șoc a cablului ce acționează cîrligul macaralei, ridicarea unei piese așezate pe sol, cînd, în urma fixării cîrligului de piesă, cablul atîrnă făcînd o buclă (fig. 1). Funcționarea în gol a motorului de la pornire pînă la întinderea completă a cablului creează posibilitatea creșterii rapide a vitezei cablului ce poate atinge viteza de regim. Antrenarea piesei aflate în repaus, prin cablul ce se mișcă cu viteză, creează în cablu o solicitare puternică de scurtă durată — un șoc — care depășește cu mult, ca valoare, solicitarea dată de greutatea piesei (lucru care nu se produce la ridicarea unei piese atîrnate de cîrligul macaralei, unde pornirea motorului făcîndu-se sub sarcină produce accelerații mai mici și deci eforturi dinamice mai mici în cablu). Exemplul de producere a șocului descris mai sus este frecvent și la macaralele cu graifăr, buldozere etc.

O altă categorie de instalații care, în funcționarea lor, dau naștere la șocuri sînt instalațiile

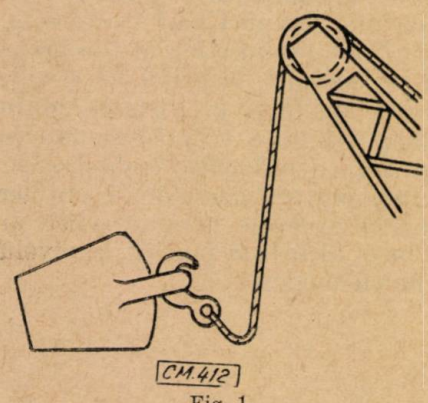


Fig. 1.

de transport continuu ale căror elemente de transport se cuplează în mers, cum sînt funicularele de persoane sau materiale, ale căror cabine sau vagonete (în repaus) se cuplează la cablul tractor ce se mișcă uniform; instalațiile de tras vagoane dotate cu cablu continuu ce se mișcă uniform și la care se cuplează, pentru deplasare la încărcare, garnituri de 8—10 vagoane (aflate în repaus).

Analizînd modul în care se produc solicitările la șoc ale cablurilor, din exemplele de mai sus, se pot preciza următoarele ipoteze de calcul:

— porțiunea de cablu de lungime L_0 care ia parte la solicitare, cuprinsă între elementul de masă M ce trebuie antrenat (fig. 2) și porțiunea din imediata vecinătate T a mijlocului

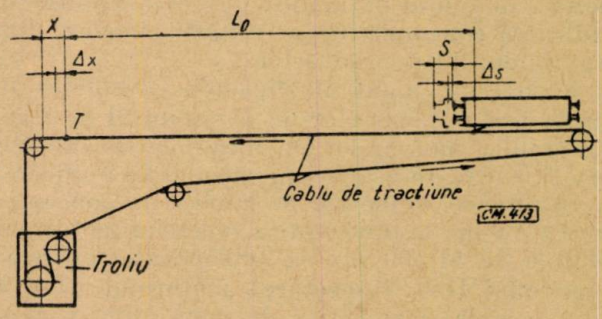


Fig. 2.

de antrenare (tobă, moletă de antrenare etc.) se deformează elastic sub acțiunea efortului, conform legii lui Hooke;

— în intervalul scurt de timp cît durează șocul, viteza cablului în punctul T este constantă.

Astfel, un mobil de masă M, în stare de repaus (fig. 2) (reprezentînd, de exemplu, un vagon C.F.R.), se cuplează la cablul de tracțiune ce se mișcă uniform avînd în momentul cuplării viteza V. După cuplare, mobilul rămînînd în repaus, cablul se alungește elastic dînd naștere unei tensiuni proporționale cu alungirea:

$$F_c = EA \frac{\Delta L}{L_0}, \qquad (1)$$

unde:

F_c este tensiunea dezvoltată în cablu, corespunzătoare unei alungiri ΔL;
E — modulul de elasticitate a cablului;
A — secțiunea cablului;
ΔL — alungirea cablului;
L_0 — lungimea inițială (înainte de cuplare) a porțiunii de cablu care preia solicitarea.

Cînd tensiunea cablului F_c depășește rezistența la înaintare F_r (rezultînd din frecări) a mobilului, acesta începe să se deplaseze. Mișcarea mobilului fiind accelerată, asupra lui lucrează forța de inerție F_i, rezistența la înaintare F_r și tracțiunea exercitată de cablu, care se echilibrează conform principiului lui d'Alembert :

$$F_c = F_i + F_r. \tag{2}$$

Accelerarea mobilului se face, de fapt, sub acțiunea forței suplimentare :

$$F'_c = F_c - F_r, \tag{3}$$

întrucît rezistența la înaintare F_r reprezintă o forță pasivă, considerată constantă. Din relația (2) se vede că există un permanent echilibru :

$$F'_c = F_i. \tag{4}$$

Notînd :

x — deplasarea punctului T al cablului;

S — deplasarea mobilului,

alungirea cablului într-o perioadă de timp t mai mică decît durata șocului și măsurată față de momentul începerii deplasării mobilului este :

$$\Delta L' = x - S, \tag{5}$$

iar spațiul parcurs de punctul T al cablului în același interval de timp t este :

$$x = vt, \tag{6}$$

unde v este viteza cablului considerată constantă în timpul duratei șocului. Forța de inerție care acționează asupra mobilului în această perioadă de timp este :

$$F_i = Ma = M\frac{\mathrm{d}^2S}{\mathrm{d}t^2}, \tag{7}$$

unde :

M este masa mobilului;

$a = \frac{\mathrm{d}^2S}{\mathrm{d}t^2}$ — accelerația mobilului.

Tensiunea suplimentară, dezvoltată în cablu, sub influența căreia se face accelerarea garniturii, este (formula 1) :

$$F'_c = EA\,\frac{\Delta L'}{L'_0}, \tag{8}$$

unde :

$\Delta L'$ este alungirea suplimentară a cablului, măsurată față de lungimea cablului în momentul începerii deplasării mobilului;

L'_0 — lungimea cablului între mobil și punctul T, măsurată în momentul începerii deplasării mobilului.

Conform relației (4) și ținînd seamă de relațiile (5), (6), (7) și (8), ecuația deplasării mobilului este :

$$\frac{EA}{L'_0}(Vt - S) = M\frac{\mathrm{d}^2S}{\mathrm{d}t^2}, \tag{9}$$

unde, ținînd seamă că V = constant și ordonînd termenii, se obține :

$$\frac{\mathrm{d}^2S}{\mathrm{d}t^2} + \frac{EAS}{ML'_0} = \frac{EA}{ML'_0}\,vt, \tag{10}$$

ecuație în care notînd termenii constanți :

$$\frac{EA}{ML'_0} = K_1 \quad \text{și} \quad \frac{EA}{ML'_0}\,v = K_2 \tag{11}$$

se obține :

$$\frac{\mathrm{d}^2S}{\mathrm{d}t^2} + K_1 S = K_2 t, \tag{12}$$

ecuație diferențială liniară completă, care reprezintă ecuația deplasării mobilului în funcție de timp.

Ecuația fără membrul doi :

$$\frac{\mathrm{d}^2S}{\mathrm{d}t^2} + K_1 S = 0 \tag{13}$$

are ecuația caracteristică :

$$r^2 + K_1 = 0, \tag{14}$$

cu rădăcinile :

$$\begin{cases} r_1 = +\,i\,\sqrt{K_1}, \\ r_2 = -\,i\,\sqrt{K_1}, \end{cases} \tag{15}$$

avînd ca soluție :

$$S = C'_1\,\mathrm{e}^{r_1 t} + C'_2\,\mathrm{e}^{r_2 t} = C'_1\,\mathrm{e}^{i\sqrt{K_1}t} + C'_2\,\mathrm{e}^{-i\sqrt{K_1}t} \tag{16}$$

sau exprimînd trigonometric :

$$S = C'_1 \cos t\sqrt{K_1} + C'_2\, i \sin t\sqrt{K_1}, \tag{17}$$

în care C'_1 și C'_2 sînt funcții de t, a căror determinare se face rezolvînd sistemul de ecuații :

$$S = C'_1 \cos t\sqrt{K_1} + C'_2\, i \sin t\sqrt{K_1} = 0; \tag{18}$$

$$S' = -C'_1\sqrt{K_1}\sin t\sqrt{K_1} + \sqrt{K_1}\,C'_2\, i \cos t\sqrt{K_1} = K_2 t. \tag{19}$$

Din ecuația (18) se obține :

$$C'_1 = -\,C'_2\frac{i \sin t\sqrt{K_1}}{\cos t\sqrt{K_1}}, \tag{20}$$

care, înlocuit în ecuația (19) :

$$C'_2\sqrt{K_1}\sin t\sqrt{K_1}\frac{i \sin t\sqrt{K_1}}{\cos t\sqrt{K_1}} + \sqrt{K_1}\,C'_2\, i \cos t\sqrt{K_1} = K_2 t; \tag{21}$$

ordonînd termenii rezultă :

$$C_1' = \frac{K_2}{i\sqrt{K_1}} t \cos t\sqrt{K_1}. \qquad (22)$$

Tot din ecuația (18) se obține :

$$C_2' = -C_1' \frac{\cos t\sqrt{K_1}}{i \sin t\sqrt{K_1}}, \qquad (23)$$

care, înlocuit în (19) :

$$-C_1'\sqrt{K_1}\sin t\sqrt{K_1} - \sqrt{K_1}C_1'\frac{\cos t\sqrt{K_1}}{i\sin t\sqrt{K_1}} i\cos t\sqrt{K_1} = K_2 t; \qquad (24)$$

ordonînd termenii se obține :

$$C_1' = -\frac{K_2}{\sqrt{K_1}} t \sin t\sqrt{K_1}. \qquad (25)$$

Se determină C_1 și C_2 integrînd ecuațiile (22) și (25) în raport cu t :

$$C_1 = -\frac{K_2}{\sqrt{K_1}}\int t\sin t\sqrt{K_1}\,dt = -\frac{K_2}{\sqrt{K_1}}\left(-\frac{t\cos t\sqrt{K_1}}{\sqrt{K_1}} + \frac{1}{\sqrt{K_1}}\int \cos t\sqrt{K_1}\,dt\right) + C_1 =$$

$$= -\frac{K_2}{\sqrt{K_1}}\left(-\frac{t}{\sqrt{K_1}}\cos\sqrt{K_1} + \frac{1}{K_1}\sin t\sqrt{K_1}\right) + C_1 =$$

$$= \frac{K_2}{\sqrt{K_1}}\left(\frac{1}{\sqrt{K_1}} t\cos t\sqrt{K_1} - \frac{1}{K_1}\sin t\sqrt{K_1}\right) + C_1; \qquad (26)$$

$$C_2 = \frac{K_2}{i\sqrt{K_1}}\int t\cos t\sqrt{K_1}\,dt = \frac{K_2}{i\sqrt{K_1}}\left(\frac{t}{\sqrt{K_1}}\sin t\sqrt{K_1} - \frac{1}{\sqrt{K_1}}\int \sin t\sqrt{K_1}\,dt\right) + C_2 =$$

$$= \frac{K_2}{i\sqrt{K_1}}\left(\frac{t}{K_1}\sin t\sqrt{K_1} + \frac{1}{K_1}\cos t\sqrt{K_1}\right) + C_2. \qquad (27)$$

Soluția generală a ecuației diferențiale (12) este :

$$S = C_1\cos t\sqrt{K_1} + C_2\, i\sin t\sqrt{K_1} =$$

$$= \left[\frac{K_2}{\sqrt{K_1}}\left(\frac{t}{\sqrt{K_1}}\cos t\sqrt{K_1} - \frac{1}{K_1}\sin t\sqrt{K_1}\right) + C_1\right]\cos t\sqrt{K_1} + \left[\frac{K_2}{i\sqrt{K_1}}\left(\frac{t}{\sqrt{K_1}} + \sin t\sqrt{K_1} + \frac{1}{K_1}\cos t\sqrt{K_1}\right) + C_2\right] + i\sin t\sqrt{K_1} =$$

$$= \frac{K_2}{K_1} t + C_1\cos t\sqrt{K_1} + C_2\, i\sin t\sqrt{K_1}. \qquad (28)$$

Pentru determinarea constantelor C_1 și C_2 se consideră condițiile limită în momentul inițial :

$$t = 0; \qquad S = 0,$$

pentru care ecuația (28) devine :

$$C_1\cos 0° = C_2\, i\sin 0° = 0,$$

rezultînd

$$C_1 = 0; \qquad (29)$$

deci ecuația (28) se reduce la :

$$S = \frac{K_2}{K_1} t + C_2\, i\sin t\sqrt{K_1}, \qquad (30)$$

unde, punînd condițiile limită tot în momentul inițial :

$$t = 0; \quad \frac{ds}{dt} = 0, \text{ adică :} \qquad (31)$$

$$\frac{K_2}{K_1} + c_2\, i\sqrt{K_1}\cos 0° = 0, \qquad (32)$$

rezultă :

$$c_2 = -\frac{K_2}{iK_1\sqrt{K_1}}; \qquad (33)$$

ținînd seamă și de (11), forma finală a ecuației (30) este :

$$S = \frac{K_2}{K_1}\left(t - \frac{1}{\sqrt{K_1}}\sin t\sqrt{K_1}\right) = v\left(t - \frac{1}{\sqrt{K_1}}\sin t\sqrt{K_1}\right). \qquad (34)$$

Alungirea cablului enunțată prin relația (5) este :

$$\Delta L_1' = vt - v\left(t - \frac{1}{\sqrt{K_1}}\sin t\sqrt{K_1}\right) = \frac{v}{\sqrt{K_1}}\sin t\sqrt{K_1}. \qquad (35)$$

Se vede că alungirea $\Delta L'$ a cablului variază sinusoidal cu timpul, trecînd prin valori maxime și minime ; valorile maxime corespund unor tensiuni maxime în cablu, iar valorile minime (care sînt negative) corespund unor relaxări ale cablului sau ale elementului de legătură dintre cablu și mobil (în cazul în care între mobil și cablul de tracțiune legătura este făcută printr-un dispozitiv flexibil).

Practic, aceste oscilații ale alungirii se amortizează repede datorită frecărilor ; ceea ce interesează este valoarea primului maxim al său, căreia îi corespunde maximul tensiunii suplimentare F_c' în cablu, tensiune F_c' enunțată prin relația (3).

În figura 3 este reprezentată grafic variația alungirii cablului în funcție de timp, curba teoretică conform relației (35) fiind figurată cu linie plină, iar curba reală amortizată, cu linie punctată.

Tensiunea suplimentară maximă F'_c care solicită cablul este :

$$F'_c = \frac{EA}{L'_0}\,\Delta L'_{max} \tag{36}$$

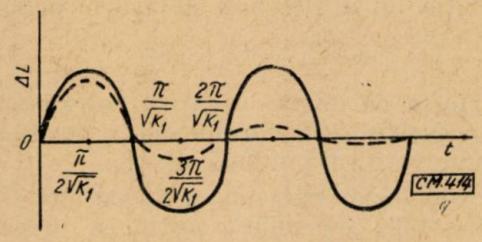


Fig. 3.

şi corespunde primului maxim al lui $\Delta L'$, maxim care se determină ştiind că :

$$\frac{\mathrm{d}(\Delta L')}{\mathrm{d}t} = v\cos t\,\sqrt{K_1} = 0, \tag{37}$$

ecuaţie satisfăcută pentru $t = \frac{\pi}{2\sqrt{K_1}}$.

Valoarea acestei tensiuni este :

$$F'_c = \frac{EA}{L'_0}\Delta L'_{max} = \frac{EA}{L'_0}\frac{V}{\sqrt{K_1}}\sin t\sqrt{K_1} =$$

$$= \frac{EA}{L'_0}\frac{V}{\sqrt{K_1}}\sin\frac{\pi}{2\sqrt{K_1}}\sqrt{K_1} = \frac{EA}{L'_0\sqrt{K_1}}\,v \tag{38}$$

şi ţinînd seamă de relaţia (11) :

$$F'_c = \frac{EAv}{L'_0\sqrt{\frac{EA}{L'_0 M}}} = v\sqrt{EM\frac{A}{L'_0}}\,. \tag{39}$$

Avînd în vedere că $L'_0 = L_0 + \Delta L_0$ (ΔL_0 fiind alungirea cablului sub acţiunea unei forţe egale cu F_r) şi că ΔL_0 este suficient de mic comparativ cu L_0, se poate lua în calcul, în locul lungimii cablului L'_0, lungimea iniţială a cablului L_0 (măsurată înainte de cuplarea mobilului).

Astfel tensiunea totală maximă care solicită cablul este, conform (2) :

$$F_c = F_i + F_r = F'_c + F_r = v\sqrt{EM\frac{A}{L_0}} + F_r, \tag{40}$$

relaţie care poate servi la verificarea secţiunii sau efortului unitar efectiv în cablu ($\sigma_{efectiv}$), precum şi ca bază de plecare în dimensionarea elementelor la care se transmite efortul cu care este solicitat cablul.

Pentru a determina secţiunea cablului, corespunzătoare efortului F_c care îl solicită, se consideră ecuaţia (40) care devine, exprimînd pe F_c în funcţie de $\sigma_{admisibil}$:

$$A\sigma_{ad} = v\sqrt{EM\frac{A}{L_0}} + F_r \tag{41}$$

sau :

$$A\sigma_{ad} - F_r = v\sqrt{EM\frac{A}{L_0}}\,; \tag{42}$$

ridicînd ambii membri la pătrat :

$$A^2\sigma_{ad}^2 - 2A\,\sigma_{ad}F_r + F_r^2 = v^2\,EM\,\frac{A}{L_0} \tag{43}$$

şi ordonînd în raport cu A se obţine :

$$\sigma_{ad}^2 A^2 - \left(2\sigma_{ad}F_r + v^2{}_r\frac{EM}{L_0}\right)A + F_r^2 = 0, \tag{44}$$

ecuaţie de gradul II, în A avînd :

$$S = A_1 + A_2 = \frac{2\sigma_{ad}F_r + v^2\frac{EM}{L_0}}{\sigma_{ad}^2} > 0$$

$$\text{şi } P = A_1 A_2 = \frac{F_r^2}{\sigma_{ad}^2} > 0, \tag{45}$$

întrucît toţi factorii care intră în alcătuirea lui S şi P sînt pozitivi.

Realizantul ecuaţiei (44) este :

$$R = \left(2\sigma_{ad}F_r + v^2\frac{EM}{L_0}\right)^2 - 4\sigma_{ad}^2F_r^2 = 4\sigma_{ad}F_r v^2\frac{EM}{L_0} +$$

$$+ v^4\frac{E^2M^2}{L_0^2} > 0, \tag{46}$$

deci ecuaţia (44) are două rădăcini :

$$A_1,\ A_2 =$$

$$= \frac{2\sigma_{ad}F_r + v^2\frac{EM}{L_0} \pm \sqrt{\left(2\sigma_{ad}F_r + v^2\frac{EM}{L_0}\right)^2 - 4\sigma_{ad}^2F_k^2}}{2\sigma_{ad}^2}, \tag{47}$$

reale, pozitive şi inegale $A_1 > A_2$.

Pentru a determina care dintre cele două secţiuni A_1, A_2 este cea care dictează diametrul cablului trebuie discutată ecuaţia (42).

Din punct de vedere matematic, membrul doi al ecuaţiei (42) poate fi pozitiv sau negativ. Primul caz este reprezentat de însăşi relaţia (42), care în al doilea caz devine :

$$A\sigma_{ad} - F_r = -v\sqrt{EM\frac{A}{L_0}}\,. \tag{48}$$

Ambele relaţii (42) şi (48) se pot traduce în inegalităţile :

$$A\sigma_{ad} - F_r > 0 \text{ şi respectiv } A\sigma_{ad} - F_r < 0. \tag{49}$$

Înlocuind valoarea lui A_1 conform (47) în prima egalitate de mai sus :

$$\frac{2\sigma_{ad}F_r+v^2\frac{EM}{L_0}+\sqrt{\left(4\sigma_{ad}F_r+v^2\frac{EM}{L_0}\right)v^2\frac{EM}{L_0}}}{2\sigma_{ad}^2}\sigma_{ad}-F_r>0, \tag{50}$$

care se reduce la :

$$\frac{v^2\frac{EM}{L_0}+\sqrt{\left(4\sigma_{ad}F_r+v^2\frac{EM}{L_0}\right)v^2\frac{EM}{L_0}}}{2\sigma_{ad}}>0. \tag{51}$$

Se vede că aceasta este satisfăcută, toți termenii fiind pozitivi.

Înlocuirea lui A_2 conform (47) în a doua inegalitate (49) duce la :

$$\frac{2\sigma_{ad}F_r+v^2\frac{EM}{L_0}-\sqrt{\left(4\sigma_{ad}F_r+v^2\frac{EM}{L_0}\right)v^2\frac{EM}{L_0}}}{2\sigma_{ad}^2}\sigma_{ad}-F_r>0, \tag{52}$$

care se reduce la :

$$v^2\frac{EM}{L_0}-\sqrt{\left(4\sigma_{ad}F_r+v^2\frac{EM}{L_0}\right)v^2\frac{EM}{L_0}}<0, \tag{53}$$

inegalitate satisfăcută, deoarece cantitatea de sub radical este mai mare decît pătratul primului termen.

Din această discuție rezultă că A_1 corespunde valorii pozitive a membrului doi al ecuației (42), iar A_2 corespunde valorii sale negative.

Interpretarea fizică a acestui rezultat este următoarea :

În momentul de tensionare maximă a cablului, forța de inerție F_i (egală și de același sens cu forța dinamică F_d din cablu) are același sens cu F_r (fig. 4, a).

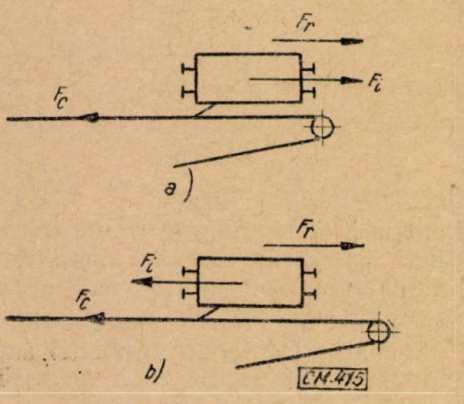


Fig. 4.

Scriind relația lui d'Alembert pentru acest moment :

$$F_c = F_i + F_r, \tag{54}$$

se vede că ea coincide cu cazul în care F_i este pozitiv (valoarea pozitivă a membrului doi al ecuației (42) și este verificată numai de secțiunea A_1.

Momentul de relaxare maximă a cablului este caracterizat printr-o forță de inerție F_i, care acționează în sens contrar forței F_r (fig. 4, b).

Relația lui d'Alembert devine în acest caz :

$$F_c = F_r - F_i, \tag{55}$$

unde forța de inerție negativă corespunde valorii negative a membrului doi al relației (42), ea fiind verificată numai de A_2.

În concluzie, rădăcina cea mai mare A_1 a ecuației (46) reprezintă secțiunea necesară a cablului solicitat la șoc, ea determinînd diametrul cablului. A doua rădăcină A_2 reprezintă secțiunea necesară a cablului în momentul de minimă tensiune.

Exemplu

O garnitură compusă din 10 vagoane, avînd fiecare o capacitate de 50 t și o greutate proprie de 27 t, este tractată, pentru încărcare, de o instalație de tras vagoane cu cablu continuu ce se mișcă uniform cu viteza de 20 cm/s, cuplarea garniturii făcîndu-se în mersul cablului. Se cere să se determine secțiunea A a cablului și tensiunea maximă în cablu la punerea în mișcare a garniturii încărcate, considerînd că linia este curată, iar lungimea cablului care ia parte la solicitare $L_0 = 170$ m, terenul avînd o pantă de 2,5‰ în sensul deplasării vagoanelor.

Se consideră cazul cel mai defavorabil în care vagoanele sînt puse în mișcare toate o dată, garnitura formînd un singur mobil.

Rezistența la înaintare a garniturii este :

$$F_r = n\,(G + g)\,[c - p],$$

unde :

G = 50 t — greutatea încărcăturii vagonului ;
g = 27 t — greutatea proprie a vagonului ;
n = 10 — numărul de vagoane ;
c = 4,4, — coeficient de rezistență, kg/t ;
p = 2,5 — panta, ‰ ;
$F_r = 10\ (50 + 27)\ (4{,}4 - 2{,}5) = 1\,460$ kg.

Pentru calcularea la șoc a secțiunii cablului, dată fiind durata limitată a șocului, un coeficient de siguranță 3 față de $\sigma_r = 120$ kg/mm² duce la :

$$\sigma_{ad} = \frac{\sigma_r}{C} = \frac{12\,000}{3} = 4\,000 \text{ kg/cm}^2.$$

Notînd cu :

L_0 = 17 000 cm (lungimea cablului) ;
E = $1{,}6 \times 10^6$ kg/cm² (modulul de elasticitate al cablului) ;

$$M = \frac{770\,000}{981} = 785\ \frac{\text{kg s}^2}{\text{cm}} \text{ (masa garniturii).}$$

Secţiunea cablului va fi :

$$A = \frac{2\sigma_{ad} F_r + v^2 \frac{EM}{L_0} + \sqrt{\left[4\sigma_{ad} \times F_r + v^2 \frac{EM}{L_0}\right] v^2 \frac{EM}{L_0}}}{2\sigma_{ad}^2} =$$

$$= \frac{2 \times 4\,000 \times 1\,460 + 20^2 \frac{1{,}6 \times 10^6 \times 785}{17\,000} + \sqrt{\left[4 + 4\,000 \times 1\,450 + 20^2 \frac{1{,}6 \times 10^6 \times 785}{17\,000}\right] 20^2 \frac{1{,}6 \times 10^6 \times 785}{17\,000}}}{2 \times 4\,000^2} = 2{,}52 \text{ cm}^2,$$

la care corespunde un diametru de 18 mm.

Calculînd numai la forţa de tracţiune F_r cu coeficientul de siguranţă $C = 4$, deci cu un $\sigma_{ad} = 3\,000$ kg/cm² rezultă o secţiune de numai : $A = \frac{1\,460}{3\,000} = 0{,}488$ cm², adică un diametru al cablului de 7,8 mm.

Forţa suplimentară în cablu datorită şocului este :

$$F'_c = v\sqrt{EM\frac{A}{L_0}} = 20\sqrt{1{,}6 \times 10^6 \times 785\,\frac{2{,}5}{17\,000}} =$$

$$= 8\,560 \text{ kg}.$$

Tensiunea totală maximă în cablu este :

$$F_c = F_r + F'_c = 1\,640 + 8\,560 = 10\,020 \text{ kg}.$$

Documentare

Cercetarea orientată în serviciul unei politici industriale și comerciale. Jean Bertin. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 10, 1963.

În industria modernă pot exista două tipuri de cercetări: aleatorie și orientată. Cercetarea aleatorie este aceea în care cercetătorii sînt lăsați să-și exercite ingeniozitatea puțin la întîmplare, sau, mai exact, în măsura intuiției lor. Cercetarea orientată constă în organizarea de colective și amenajarea bazei materiale, cărora li se dau teme de lucru și chiar uneori li se indică scopurile ce trebuie atinse. Aceasta din urmă este o tendință generală de organizare care se accentuează în toate domeniile și cu precădere în industria de automobile.

În prezent există unele direcții principale în care trebuie orientată cercetarea. Astfel, în ceea ce privește sistemele de suspensie, atenția principală trebuie acordată confortului pe care suspensia o asigură. Suspensia intervine și în ținuta de drum și ca urmare este un factor însemnat al siguranței. În domeniul sistemelor de transmisie, o problemă de mare actualitate este transmisia continuă. Motorul oferă cel mai mare cîmp de cercetare. Motorul cu ardere internă cu piston are încă multe posibilități de dezvoltare. O primă problemă este aceea a formei curbei momentului motor în funcție de turație. În prezent, pe șosele și cu caroseriile existente, viteza maximă poate fi obținută cu puteri pe care le furnizează fără nici o dificultate orice motor în patru timpi, corespunzător greutății autovehiculului. În afară de viteza maximă, un alt factor de importanță capitală este accelerarea, de care sînt legate siguranța și agrementul conducerii. Pentru îmbunătățirea capacității de accelerare se pot folosi transmisiile continue. Randamentul este mai slab, micșorînd puterea utilă la roți. Motorul actual în patru timpi și-a crescut mult puterea specifică, dar mai ales prin ridicarea turației, ceea ce a provocat o sacrificare a supleței. În multe cazuri, folosirea corectă a acestei puteri pretinde mai mult de 3—4 etaje de schimb al vitezelor.

Transmisia continuă, suprimînd timpii morți ai schimburilor prea repetate, duce la un rezultat global superior, cu toate că randamentul său este mai redus. O altă cale este folosirea motorului în doi timpi. În prezent, se pare că acesta din urmă, cel puțin în forma sa clasică, nu poate depăși pe cel în patru timpi în ceea ce privește puterea la turația maximă, care are o netă superioritate față de momentul motor la turații intermediare, valorile putînd fi aproape de două ori mai mari. Din punctul de vedere al accelerării și supleței, acest avantaj este esențial. Mijlocul cel mai promițător rămîne însă supraalimentarea. Cu o presiune de supraalimentare de 1,2—1,5 at se poate obține puterea maximă care asigură o accelerare și supleță excelente, suflanta fiind cuplată numai în momentele necesare.

O altă problemă principală a dezvoltării motorului este economicitatea. Se știe că importanța însemnată nu o are consumul specific la plină admisiune (200—220 g/CPh), ci acela de la sarcini parțiale (400—500 g/CPh), la care motoarele moderne funcționează cea mai mare parte a timpului (cu excepția automobilelor de foarte mică capacitate). O soluție este supraalimentarea, deoarece, de exemplu la un motor în patru timpi cu carburator, consumul de combustibil al motorului nefolosit la moment maxim tinde să devină independent de lucrul mecanic efectiv cerut, însă proporțional cu cilindreea totală, datorită randamentului scăzut la sarcini parțiale. Acest efect dăunător al sarcinii parțiale crește cu rezerva de putere a motorului clasic. Folosirea suflantei de supraalimentare permite folosirea unui motor de cilindree redusă, deci mai economic la funcționarea normală, păstrînd însă avantajul puterilor mari cerute de o capacitate bună de accelerare.

Diagramele legilor de injecție. A. I. Ibrahim Abdelfattah. În: Automobile Engineer, martie 1964.

În motoarele Diesel cu mai mulți combustibili, raporturile mari de compresiune duc la temperaturi ridicate de comprimare și viteze reduse de ardere. Randamentul arderii trebuie să fie înalt. S-a crezut că acest deziderat este realizabil printr-o bună pulverizare și penetrație a jetului. Randamentul arderii este dependent atît de legea de injecție, cît și de perioada de întîrziere la autoaprindere. Se definește legea de injecție ca fiind diagrama care reprezintă distribuția cantității de combustibil injectată, în mm^3/s, în funcție de timp, în secunde, în timpul unei injecții. Cantitatea totală de combustibil injectat este suprafața de sub curbă.

Pentru determinarea legii de injecție se dispune de trei metode: analitică, semianalitică și experimentală. Metoda analitică folosește teoria propagării undelor. Metodele semianalitice se bazează pe calcule simplificate și unele date experimentale de bază. Una dintre acestea folosește ecuația debitului injectat, precum și curba ridicării în timp a acului injectorului, variația în timp a presiunii de injecție și variația suprafeței efective de trecere la injector în funcție de ridicarea acului de injecție. O a doua metodă semianalitică se bazează pe înregistrarea energiei cinetice a impactului jetului pe o placă și pe ecuațiile impactului.

Cele mai utilizate metode experimentale pentru determinarea legii de injecție folosesc inelul ajustabil, discul cu eprubetă și bombele. Prima metodă dă rezultate incomparabile cu nici una dintre celelalte, diferențele fiind cu atît mai mari, cu cît turația este mai mare. Folosirea discului cu eprubete este imposibilă la injectoare cu mai multe orificii și duce, chiar la cele cu un singur orificiu, la erori foarte mari cînd turațiile sînt ridicate. Metoda experimentală care folosește bombe sub presiune dă rezultate precise numai cînd frecvența piezocuarțului, care înregistrează introducerea combustibilului injectat în camera bombei plină cu combustibil, este mare. În plus, se impune o foarte atentă amortizare a oscilațiilor secundare care perturbă legea de injecție.

Compararea tuturor metodelor enunțate pentru determinarea legii de injecție a dus la concluzia că metodele cele mai corecte, mai ales la turații înalte, sînt cele semianalitice.

Dezvoltarea motoarelor feroviare (Sulzer). În: Oil engine and gas turbine, august 1963.

Creșterea puterii motoarelor Diesel fabricate Sulzer pentru tracțiunea feroviară a fost urmărită în ultimii ani pe două căi. În primul rînd prin dezvoltarea unor motoare în V, denumite LVA24, de 3 000 și 4 000 CP, respectiv cu 12 și 16 cilindri. Primul este mai ușor și mai puțin ancombrant decît motorul cu 12 cilindri în două linii paralele de aceeași putere. A doua cale a fost aceea a măririi presiunii de supraalimentare și a introducerii răcirii intermediare, modificîndu-se chiulasele și batiul inferior pentru a permite creșterea puterii pe cilindru la motoarele existente de 6 și 8 cilindri de 280 mm alezaj, de la 230 la 285 CP. Micșorarea cursei de la 360 la 330 mm a permis creșterea turației de la 800 la 850 rot/min. Pentru serviciul feroviar, motorul în linie oferă avantaje însemnate pentru montaj și instalare, ca și din punctul de vedere al rigidității și al unui număr maxim de deschideri pentru accesibilitate.

Dezvoltarea suflantei cu o singură treaptă a permis realizarea unor raporturi de comprimare de 3 :1.

Răcirea intermediară s-a dovedit inutilă pînă la raporturi de compresiune de 1,9 : 1. Prin ridicarea acestuia din urmă

la 2,3 : 1, răcirea intermediară a devenit necesară. Aceasta s-a realizat prin utilizarea apei de răcire a motorului, folosind ca urmare un circuit simplu cu o singură pompă de circulare şi un singur jet de radiatoare.

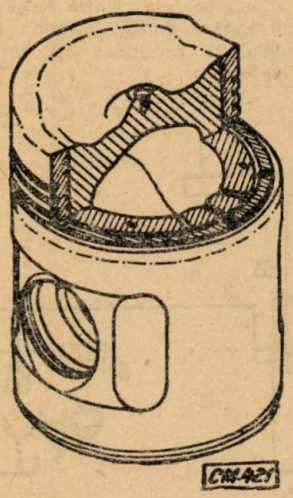


Fig. 1

Pistoanele au suferit modificări constructive (fig. 1) în sensul că s-au amplasat canalele de ulei în afara zonei supra-solicitate de deasupra bolţului.

Pistoanele nu mai sînt turnate, ci forjate.

Cuplaje mecanice de transmisie. R. Bouchard. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 2, 1964.

Cuplajele mecanice de transmisie se pot împărţi după particularităţi astfel: cu articulaţie sau pivot, cu suprafeţe de antrenare plane şi semicilindrice cu bile (acestea fiind homocinetice). Numele de cardan (inventator Jérôme Cardan) trebuie dat numai celor cu articulaţii sau pivot, care sînt: simple (cărora li se spune cardan), duble şi derivate. Cele

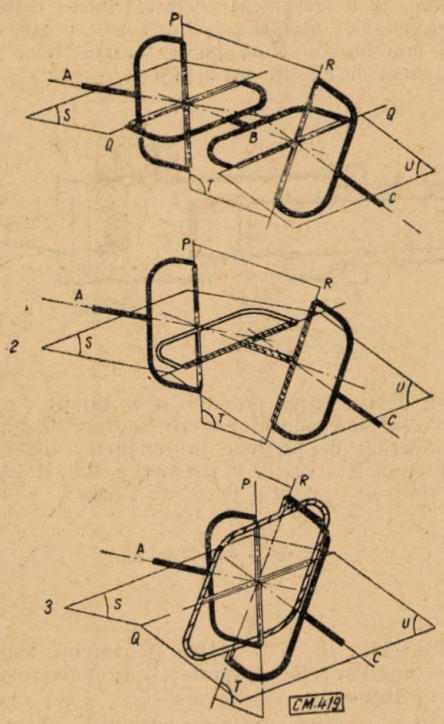


Fig. 1

simple articulate duc la neregularităţi ciclice în spaţiile deschise, viteze, acceleraţii şi cupluri transmise, ceea ce face ca ele să nu poată fi utilizate decît sub unghiuri permanente de 5°.

În figura 1 sînt arătate diferitele scheme de cuplaje duble şi homocinetice, plecînd de la cele simple cardanice (*1* — cu 4 axe de articulaţie; *2* — cu 3 axe de articulaţie; *3* — cu 3 axe concurente de articulaţie). Schemele *1* şi *2* nu sînt utilizabile, aşa cum sînt reprezentate, decît în unele cazuri bine determinate (de exemplu osie rigidă), şi necesită o rotulă pentru roţile independente. Pentru schema *3* este necesar un sistem mecanic complex, axul unic intermediar fiind supus unui cuplu complementar, care îl face să basculeze într-un sens şi în sens invers.

Cînd numai unul dintre paliere este rigid, arborele situat în cealaltă parte, fiind susţinut de exemplu de un alt cuplaj cu cardan simplu sau dublu (cazul tracţiunii în faţă), este necesar să se adauge o rotulă, pentru ca axa acestui al doilea

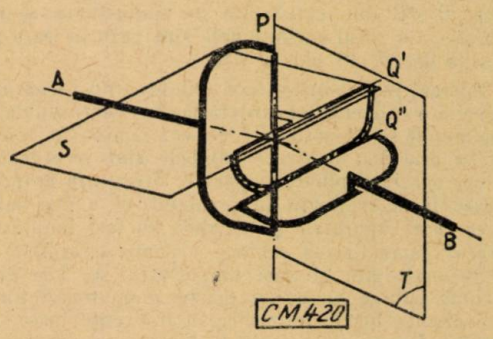


Fig. 2

arbore să fie definită prin două puncte: centrul cuplajului şi rotula.

Cuplajul din schema 2 este destinat a fi montat cu un alt cuplaj, pretinzînd o rotulă cu libertate transversală, pentru a nu crea un efort în momentul articulării în jurul axului central unic.

Cuplajul simplu extensibil din figura 2 reprezintă o soluţie în care se acţionează atît asupra diametrului la care se aplică forţele, cît şi asupra coeficientului de frecare. Realizările practice au arătat o reducere a efortului axial, faţă de cel din cazul canelurilor, de 30—40 de ori, o etanşeitate practic perfectă faţă de caneluri şi un preţ de cost mult mai redus. Inconvenientul acestui tip de cuplaj constă în aceea că excentricitatea limitează aplicarea sa numai la viteze relativ scăzute.

Insonorizarea şi interpretarea rezultatelor. A. Boët. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., 33, 1964.

Aplicarea formulelor disponibile pentru calculele de insonorizare întîmpină dificultăţi foarte mari. Astfel, în cazul unui amortizor de zgomote prin absorbţie pentru un fluid în mişcare (admisia sau evacuarea unui motor) se indică formula de amortizare, în dB: K.APL/S, în care A este un coeficient de absorbţie, P — perimetrul conductei, L — lungimea acesteia, S — secţiunea sa transversală. Pentru coeficientul K se dau date între 1,1 şi 1,5. Pentru coeficientul de absorbţie A, există un număr mare de date foarte diferite între ele. Toate acestea fac ca calculul amortizoarelor de zgomote să fie practic inaplicabil, experienţa singură fiind hotărîtoare.

În afară de determinarea rezultatelor evaluate în dB, o altă problemă esenţială rezidă în complexitatea noţiunii de dăunare produsă de zgomote. Aceasta poate fi privită sub diferite aspecte: riscul surdităţii, oboseala şi scăderea randamentului de lucru, împiedicarea vorbirii, perturbarea vecinătăţilor.

Primul risc este acum binecunoscut, fiind posibilă determinarea limitelor acceptabile ale zgomotului. Frecvenţele cele mai nocive sînt situate în octavele centrate pe 500 — 1 000

și 2 000 Hz. Acestea sînt și frecvențele la care acțiunea amortizoarelor de zgomote este cea mai eficientă. Aceste probleme se pot în general rezolva fie prin introducerea amortizoarelor de zgomote, fie prin captarea sursei de zgomote. Cercetările asupra influenței dăunătoare a zgomotelor asupra funcțiunilor vitale ale organismului sînt incomplete încă. Ceea ce însă este sigur, este faptul că toate frecvențele sînt dăunătoare, inclusiv infra și ultra frecvențele.

Insonorizările prin absorbție sînt valabile pînă la aproximativ 100 Hz, sub aceste frecvențe fiind necesară prevederea unor rezonatori. Acțiunea zgomotelor asupra vecinătăților aduce alte aspecte. Zgomotele ascuțite, care sînt cele mai neplăcute și mai dureroase, la depărtare se atenuează foarte repede. De multe ori este suficientă o simplă perdea de arbori pentru mascarea unor zgomote, ca de exemplu semnalele sonore ale locomotivelor. Frecvențele joase au o pătrundere foarte mare. Insonorizarea trebuie să îmbrace aspecte diferite dacă se dorește protejarea operatorului unei mașini sau a vecinilor îndepărtați. Atenuări de ordinul a 15 sau 22 dB dau satisfacție în majoritatea zgomotelor industriale. Cu totul excepționale sînt cazurile care pretind atenuările de 30, 40 sau 50 dB.

Includerea, juxtapunerea sau stabilirea unei legături între o cabină și o capacitate acordată la frecvența dublă pentru ca fenomenul să dispară este un caz simplu în teorie, dar dificil în practică, deoarece cabinele sînt întotdeauna restrînse ca spațiu și pline cu aparate. Frecvența proprie a lor nu poate fi determinată în prealabil, ci numai măsurată după ce toate aparatele și utilajele au fost montate. Prin urmare, după realizarea cabinei se poate determina capacitatea rezonatorului și găsi amplasarea sa. (Se cunoaște cazul unei cabine de avion foarte zgomotoase din cauza unei rezonanțe foarte puternice în frecvențe joase, la care problema a fost rezolvată prin folosirea ca rezonator a încăperii de WC, cu rezultate excelente. Se observă însă că nu oricărei cabine i se poate atașa un WC).

Broșarea blocurilor de cilindri. În: Automobile Engineers, iulie 1963.

Pentru broșarea suprafețelor inferioare ale tuturor blocurilor de cilindri ale motoarelor Diesel, construite de uzinele Bedford, s-a realizat o mașină orizontală de broșat cu lungimea de 12 m, cursa de 4,5 m și viteza maximă de tăiere de 9 m/min. Motorul său electric de acționare, cu curent continuu, are 100 CP. Producția sa este de 30 piese pe oră.

Într-un singur ciclu dublu de trecere a mașinii se broșează nouă suprafețe, dintre care opt sînt finisate. Suprafețele prelucrate nefinisat sînt locașurile palierelor principale care, ulterior, sînt prelucrate la linia de arbore, după montarea capacelor palierelor.

Broșarea înlocuiește trei stadii de prelucrare:

Înaintea broșării, blocul este supus unei operații de frezare atît pe suprafața superioară de prindere a chiulasei, cît și pe cea inferioară de prindere a carterului.

Principala piesă portbroșă are 8 t și posedă două blocuri de scule, cel mai mare fiind pentru prima prelucrare, iar cel mic, pentru finisare. Uneltele sînt împărțite în două secțiuni: cinci piese se folosesc pentru locașurile palierelor și douăzeci și cinci pentru diferitele suprafețe plane ale blocului de cilindri. Blocuri de scule de rezervă, precis montate, sînt ținute în magazia de scule, astfel încît se pot introduce foarte ușor în locul acelora care se uzează. Ciclul folosit în fabricație este semiautomat; blocurile sînt prelucrate cîte unul, poziționarea și prinderea realizîndu-se automat, după ce operatorul a plasat blocul pe dispozitivul de fixare și a apăsat pe butonul de pornire. După ce capacele de securitate au fost închise, cursa mașinii este declanșată prin apăsarea pe un al doilea buton.

Instalațiile de control urmăresc funcționarea motorului principal, pompele pentru ungerea automată și sistemul hidraulic al mașinii. Motorul principal nu poate demara dacă presiunea uleiului pentru ungerea piesei portbroșă, a cutiei de viteze și a transmisiei principale nu are valoarea cerută.

Platformă de ridicare cu posibilități de cîntărire. În: La pratique des industries mécaniques, nr. 7, 1963.

În unele cazuri este necesar ca platformele elevatoare să permită și determinarea greutății ridicate. Pentru aceasta este suficient să se echipeze instalația hidraulică respectivă cu manometre cu extensometru, metoda de determinare bazîndu-se pe faptul că presiunea din instalație variază proporțional cu sarcina.

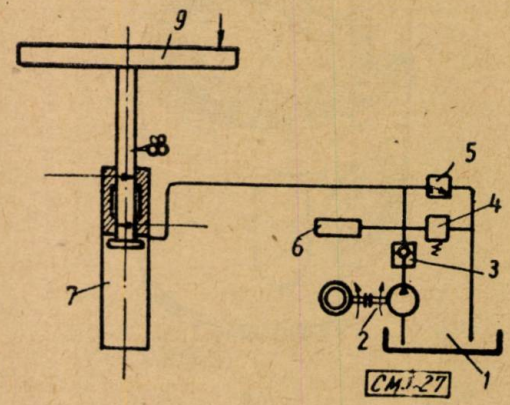


Fig. 1

În figura 1 apare o astfel de instalație care se compune din: rezervorul *1*, motopompa *2*, ventilul *3*, supapa de presiune maximă *4*, ventilul manual *5*, manometrul cu extensometru *6*, cilindrul *7*, pistonul *8* și platforma elevatorului *9*.

Schema manometrului cu extensometru apare în figura 2. Dispozitivul comportă: un cilindru de oțel *1*, conectat la circuitul de ulei și care se deformează elastic sub influența presiunii respective, deformațiile fiind măsurate cu extensometrul 6; un spațiu inactiv *2*, umplut cu gel de siliciu; un carter de protecție *3*, cu peretele subțire *8*, pentru protecție; cofretul cu rezistențe *5* și cablul de conexiune *4*; extensometrele inactive *7*. Extensometrele sînt formate dintr-un fir de constantan îmbrăcat în hîrtie impregnată și supus, în prealabil, unui tratament de îmbătrînire; cilindrul este umplut cu un gaz protector și gel de siliciu, pentru a elimina influența umidității. Montajul extensometrelor este cel clasic. Eroarea de măsură nu depășește $\pm 0{,}2\%$.

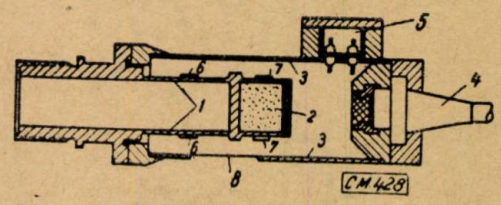


Fig. 2

Evident, determinarea presiunii în instalație nu se poate realiza în mod corespunzător decît în stare de repaus, din cauza pierderilor de presiune în conducte; trebuie totuși să se țină seamă de frecările în sistemul mobil. Relația dintre presiune și sarcină poate fi pusă sub forma:

$$p = \frac{G + G_m}{n \cdot S} + K,$$

în care:

G este sarcina; G_m — greutatea sistemului mobil; n — numărul cilindrilor; S — suprafața pistonului; K — forța specifică de frecare.

În cadrul încercărilor, eroarea realizată la cîntărirea unei sarcini de 15 t a fost de $\pm$ 100 kgf.

O metodă de măsurare directă a presiunii medii indicate la mașinile cu piston. A. Magnitskii și V. D. Karminskii. In: Avtomobilnaia promișlennosti, nr. 10, 1963.

Presiunea medie indicată a ciclului mașinilor cu piston (motoare cu ardere internă, mașini cu abur, compresoare) este proporțională cu lucrul mecanic dezvoltat și de aceea constituie un important parametru gazotermodinamic. Metodele existente de determinare a acestui parametru comportă calcule laborioase și nu permit măsurarea directă în timpul funcționării mașinii.

În ultimii ani s-au încercat unele dispozitive experimentale de măsurare directă a presiunii medii indicate (Japonia, R.F.G.). Aceste dispozitive prezintă o complexitate destul de ridicată. Ca urmare, utilizarea lor în laboratoarele de cercetări întîmpină dificultăți; de asemenea, ele nu pot fi introduse în producție.

La Institutul de transporturi feroviare din Rostov pe Don s-a elaborat și s-a experimentat pe motoare cu ardere internă o metodă prin care se poate determina presiunea medie indicată în timpul funcționării.

Cu ajutorul unui captator cu inducție, variația în timp a presiunii din cilindru este transformată în variația unui curent electric și aceasta, amplificată, este transmisă unui microampermetru. Pentru ca indicațiile acestui aparat să corespundă presiunii medii indicate, curentul furnizat de amplificator trebuie să sufere unele modificări. Astfel, este necesar să se schimbe semnul curentului în cursele de la punctul mort interior la punctul mort exterior, obținîndu-se în acest mod pe scara microampermetrului media valorilor instantanee ale curentului corespunzător presiunii din cilindru. Pentru un motor în doi timpi variația menționată și media ΔI sînt reprezentate în figura 1a.

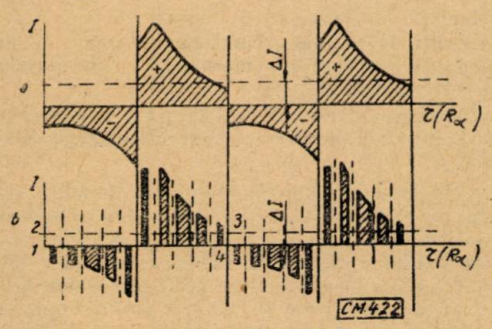


Fig. 1*a* și *b*

O a doua transformare trebuie să ducă la indicarea mediei variației curentului corespunzător presiunii din cilindru în funcție de cursa pistonului. În acest scop este necesar ca circuitul electric să fie stabilit cu intermitență într-o serie de intervale separate în care arborele cotit descrie arce de rotație izolate.

La o turație constantă a motorului, arborele cotit parcurge arce proporționale cu timpul, deci în axa absciselor din figura 1 se pot înlocui valorile timpului τ cu cele ale arcelor $R\alpha$ (R este raza manivelei, α — unghiul de rotație). În funcție de acestea, cursa pistonului este dată de relația:

$$S = R\left(1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right), \qquad (1)$$

în care:

λ este raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei.

Din relația (1) se poate determina raportul dintre deplasarea elementară a pistonului și lungimea arcului elementar

$$\frac{dS}{Rd\alpha} = \sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha = \nu, \qquad (2)$$

în care:

ν este coeficient de atenuare.

Dacă se împarte arcul corespunzător unei jumătăți de rotație într-un număr de intervale egale, de exemplu, în cinci (fig. 1b), circuitul electric trebuie să fie stabilit într-o zonă din fiecare interval astfel încît lungimea unei zone să fie egală cu produsul dintre lungimea intervalului și coeficientul de atenuare. Cu cît numărul de intervale este mai mare cu atît indicația microampermetrului se apropie de presiunea medie indicată, fiind proporțională cu înălțimea dreptunghiului *1 2 3 4*, care are aria egală cu suma algebrică a ariilor zonelor și baza egală cu abscisa ciclului.

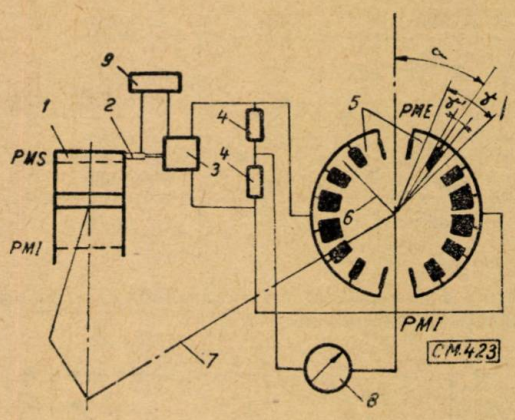


Fig. 2

Schema instalației (fig. 2) cuprinde cilindrul *1* al motorului, captatorul cu inducție *2*, amplificatorul *3*, rezistențele *4* de 315 Ω, două grupe de plăci colectoare fixe *5*, contactul mobil *6*, cuplat cu arborele cotit *7*, microampermetrul *8* de 75 μA și sursa de alimentare cu curent alternativ *9*. Construcția grupelor de plăci colectoare asigură atît schimbarea sensului curentului la schimbarea cursei pistonului, cît și închiderea -deschiderea intermitentă a circuitului electric. Cu un număr total de 36 plăci (în figură s-au reprezentat pentru simplificare numai 16), eroarea de măsură a presiunii medii indicate nu depășește 1%.

Unghiul la centrul unei plăci colectoare este dat de expresia:

$$\gamma' = \gamma\frac{\nu}{\nu_{max}}, \qquad (3)$$

în care γ este unghiul la centru al unui interval și ν_{max} — valoarea maximă a coeficientului de atenuare.

Anulînd derivata ecuației (2) se obține:

$$\frac{d\nu}{d\alpha} = \cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha = 0,$$

de unde:

$$\alpha_{max} = \arccos\frac{-1+\sqrt{1+8\lambda^2}}{4}. \qquad (4)$$

Introducînd valoarea α_{max} în ecuația (2) rezultă ν_{max}.

Microampermetrul se tarează în poziția fixă a contactului *6* pe una din plăcile colectoare, presiunea p care acționează captatorul fiind exercitată de o presă de ulei. Pentru transformarea indicației p a microampermetrului în presiunea medie indicată p_i se aplică relația:

$$p_i = k\,p, \qquad (5)$$

în care k este coeficient de tarare, ale cărui valori pentru diferite motoare în doi timpi și patru timpi sînt date în tabela 1.

Verificarea instalației s-a efectuat în diferite regimuri de funcționare a unui motor cu aprindere prin compresiune în patru timpi, cu diametrul cilindrului de 175 mm, cursa pis-

tonului de 200 mm şi puterea nominală de 150 CP. În timpul încercărilor s-a menţinut turaţia constantă pentru ca puterea consumată prin frecări şi antrenarea instalaţiilor auxiliare să rămînă aproximativ constantă şi egală cu puterea indicată pentru mersul în gol.

Tabela 1

γ	Motoare în doi timpi	Motoare în patru timpi
0,200	3,205	6,410
0,225	3,220	6,440
0,250	3,235	6,470
0,273	3,250	6,500
0,300	3,265	6,530
0,325	3,280	6,560

În figura 3 s-a reprezentat variaţia presiunii medii indicate p_i în funcţie de puterea efectivă P_e.

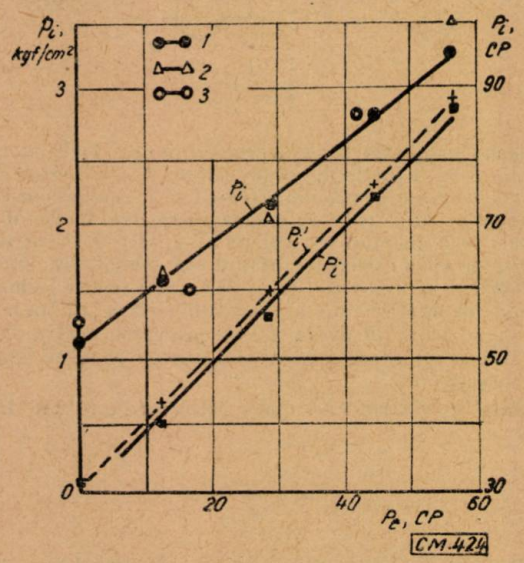


Fig. 3

Se observă că variaţia obţinută prin metoda descrisă (corespunzătoare punctelor *1*) este suficient de precis încadrată de valorile determinate cu ajutorul indicatorului piesoelectric (punctele *2*) şi indicatorului mecanic (punctele *3*).

În aceeaşi figură s-a trasat şi variaţia puterii indicate, calculată cu relaţiile:

$$P_i = 26{,}15\ D^2\ W_{mp}\ p_i,\ \text{CP}, \tag{6}$$

în care D este diametrul cilindrului, m şi W_{mp} — viteza medie a pistonului, m/s,

şi

$$P_i' = P_i^* + P_e, \tag{7}$$

în care P_i^* este puterea consumată prin frecări şi antrenarea instalaţiilor auxiliare calculată cu relaţia (6) în care s-au introdus valorile p_i corespunzătoare mersului în gol.

Se constată că variaţiile P_i şi P_i' sînt foarte apropiate, ceea ce confirmă, de asemenea, corectitudinea rezultatelor care se obţin cu metoda descrisă.

Practica fabricării scaunelor amovibile de supape. V. A. Zaharov, N. K. Lazareva şi A. P. Şurîghin. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 6, 1963.

Alegerea justă a materialului scaunelor de supape contribuie în mare măsură la creşterea duratei de funcţionare a motorului. În vederea asigurării unei funcţionări corespunzătoare, acestui material i se impun o serie de cerinţe, cum sînt:

— rezistenţă la temperaturi înalte;
— rezistenţă la acţiunea corosivă a gazelor de ardere;
— rezistenţă la solicitările mecanice la care scaunul este supus de către talerul supapei;
— coeficient de dilatare cît mai apropiat de coeficientul de dilatare al materialului din care se execută chiulasa sau blocul cilindrilor.

Pentru chiulasele sau blocurile fabricate din fontă, scaunele de supape se confecţionează din fontă aliată, oţel special, bronz special, materiale metaloceramice — primul material avînd cea mai largă răspîndire. Pentru chiulasele şi blocurile fabricate din aliaje de aluminiu se utilizează scaune din fontă austenitică, oţel austenitic şi în unele cazuri bronz special. Compoziţia chimică a aliajelor pentru scaunele de supape, utilizate de diferite firme constructoare este prezentată în tabela 1.

Tabela 1

Firma	Compoziţia aliajului, %									Duritate Brinell	Utilizare
	C	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	Cu	Pb		
—	3,05—3,15*	2,1—2,3	0,7—0,8	max 0,2	1,0—2,0	0,4—0,6	—	—	—	262—311	chiulase din aluminiu
—	2,8—3,1**	1,25—1,50	1,0—1,5	max 0,2	2,0—3,0	12,0—15,0	—	5,0—7,0	—	190—248	
General Motors	2,0	1,75	—	—	3,0	—	4,5—5,5	—	—	60—64***	blocuri din fontă
B M W	3,31	1,62	0,54	—	0,37	1,21	0,65	—	—	269—285	
Volkswagen	1,20	0,13	2,37	—	—	3,08	0,12	—	2,37	285—321	
Mercedes-Benz	3,05	2,08	0,65	—	0,63	1,13	1,02	—	—	321	
Mercedes-Benz	3,10	1,76	0,77	—	0,41	1,06	0,51	—	—	285—321	
Renault	3,70	2,92	0,53	0,50	0,04	0,15	0,05	—	—	207—234	chiulase din aluminiu

* Firmă necunoscută ** Date din literatură *** Duritate în scara C

Coeficientul de dilatare a fontei din care se execută chiulasele şi blocurile variază între $(11—12).10^{-6}$ grad $^{-1}$.

La uzinele de automobile din Gorki, scaunele amovibile de supape se fabrică curent atît din fontă înalt aliată, pentru chiulase şi blocuri, cît şi din aliaje de aluminiu. Dat fiind că s-au constatat o serie de deficienţe, de exemplu, din cauza conţinutului ridicat de crom (13—16%) aceste aliaje prezintă contracţie şi fragilitate importante, s-au experimentat în ultimul timp noi aliaje cu conţinut ridicat de molibden (tabela 2).

Tabela 2

Elementele aliajului	Compoziţia, %	
	Fontă cu Cr	Fontă cu Mo
C	2,5—3,0	2,5 — 3,0
Si	1,5—2,0	1,5 — 2,0
Mn	0,5—0,5	0,5 — 0,8
P	max 0,12	max 0,2
Cr	13—16	2,75—3,25
Ni	3,0—4,5	—
Mo	—	4,0 — 5,0
S	max 0,1	max 0,1

Tratamentul termic aplicat scaunelor executate din acest aliaj constă în încălzirea la 600°, menţinerea la 600° timp de 1 $^1/_2$—2 h, răcire pînă la 250° în cuptor.

Fonta cu crom are următoarea microstructură. Înainte de recoacere — austenită plus martensită plus reţea de carburi; după recoacere — troostosorbită plus reţea de carburi, plus cantităţi neînsemnate de austenită; duritate după recoacere HRc = 50—60.

Fonta cu molibden: înainte de recoacere — carburi plus austenită plus martensită; după recoacere — carburi plus troostită, plus cantităţi neînsemnate de troostomartensită; duritate după recoacere HRc = 50—60.

Avantajul principal al fontei cu molibden, faţă de fonta cu crom, constă în aceea că prezintă o fragilitate mai mică, reducîndu-se astfel posibilitatea apariţiei de crăpături după presarea scaunului în locaş.

În legătură cu sporirea cerinţelor asupra calităţii şi duratei de funcţionare a motorului, s-a ivit necesitatea experimentării unui nou aliaj care, în afară de satisfacerea condiţiilor de mai sus expuse, să prezinte plasticitate mai mare şi coeficient de dilatare apropiat de coeficientul de dilatare a aliajului A 1—4, utilizat pentru blocuri. În acest scop, la uzinele de automobile din Gorki s-a elaborat şi încercat aliajul de tip nirezist, cu compoziţia: 2,7—3,1%C; 1,7—2,1% Si; 0,9—1,3% Mn; 0,4—0,6% P; 2,0—2,4% Cr; 11—13 % Ni; 6—7% Cu. Tratamentul termic aplicat scaunelor executate din acest aliaj, în vederea uniformizării microstructurii, constă în încălzire la 900°C, menţinere la 900°C timp de 1$^1/_2$—2 h, răcire în aer. Microstructura: în stare turnată — austenită plus carburi cu aspect de reţea continuă, duritatea HB = = 275—441; după tratament — austenită plus carburi în cantitate redusă, duritate HB = 229—255.

Încercările mecanice la care au fost supuse scaunele din nirezist au demonstrat că acest aliaj prezintă calităţi superioare faţă de celelalte aliaje utilizate în uzină: rezistenţă la rupere mai mare, plasticitate sporită (la încercarea la compresiune scaunele din nirezist nu s-au distrus dintr-o dată, luînd mai întîi o formă eliptică). Coeficientul de dilatare al acestui aliaj, determinat experimental, este cel mai apropiat de coeficientul de dilatare al materialului blocului [(18—19).10^{-6} grad $^{-1}$, faţă de 19,96.10^{-6} grad $^{-1}$].

În sfîrşit, prin încercările la banc pe motorul M—21 D, efectuate cu scaune de supape din nirezist şi din fontă cu molibden, timp de 600—700 h de funcţionare, în condiţii defavorabile de încărcare, s-a constatat că în ambele cazuri nu s-au obţinut uzuri importante pe suprafaţa de lucru a scaunelor, ele rămînînd apte pentru funcţionarea motorului în continuare.

Ca urmare a acestor rezultate, la uzinele de automobile din Gorki se preconizează extinderea scaunelor de supape din nirezist la toate motoarele produse.

Dispozitiv de nituit dublu. F. Strasser. In: La Machine moderne, decembrie 1963.

Pentru a nitui două table drepte se utilizează adesea simple bucăţi tăiate dintr-un fir metalic, capetele nitului fiind formate simultan prin folosirea concomitentă a două matriţe corespunzătoare. În general, însă, cele două capete realizate nu sînt egale. Prin dispozitivul propus se elimină inconvenientul, realizîndu-se un nit simetric.

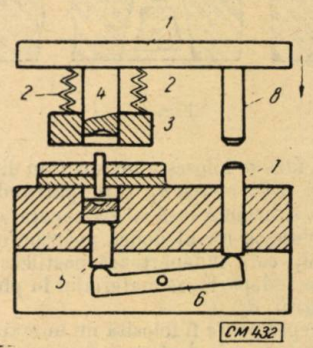


Fig. 1

Cînd placa *1* (fig. 1) coboară, resorturile *2* comprimate apasă tablele de nituit prin intermediul piesei *3* care ghidează poansonul *4*. Capul superior al nitului este realizat direct de poansonul *4*, iar cel inferior, de poansonul *5*, fiind acţionat însă indirect de levierul *6* prin tijele *7* şi *8*.

Un dispozitiv simplu înlocuieşte trei angrenaje. P. W. Jensen. In: La Machine moderne, decembrie 1963.

Uneori, în cadrul maşinilor automate este necesar ca doi arbori să se rotească cu viteze unghiulare într-un raport constant, o perioadă de timp limitată. De exemplu, într-un calculator mecanic era necesară o rotaţie de 180° a arborelui motor, cel condus avînd o viteză pe jumătate.

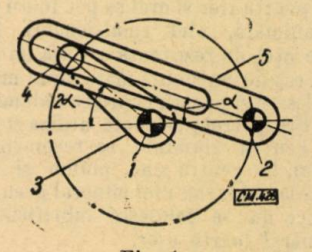


Fig. 1

În figura 1 apare mecanismul utilizat; arborele motor *1* rotindu-se antrenează manivela *3* care prin galetul *4* ce culiseză în fereastra braţului *5*, roteşte arborele condus *2*. Raza manivelei *3* fiind egală cu distanţa dintre axele arborilor, rezultă că în timp ce manivela *2* se roteşte cu unghiul 2α, braţul *5* se va roti cu unghiul α.

Poansonarea găurilor cu diametru mic într-un material cu grosime mare. In: La Machine moderne, aprilie 1964.

Se consideră că, practic, este imposibil să se găurească tabla de oţel moale cu găuri cu diametrul mai mic decît grosimea tablei, deoarece uzura poansonului ar fi foarte rapidă şi ruperile poansonului foarte frecvente. Se pot executa găuri cu diametrul mic, efectuînd această operaţie în

trei etape succesive, bazîndu-se pe faptul cunoscut că pentru a se decupa o porţiune de tablă este suficient ca poansonul să pătrundă adînc, fără a traversa însă tabla. Cu cît tabla este mai groasă, cu atît procentul de înaintare în adîncime este mai redus. După prima poansonare, un al doilea poanson dă găurii diametrul necesar, folosind o presiune mult redusă (fig. 1).

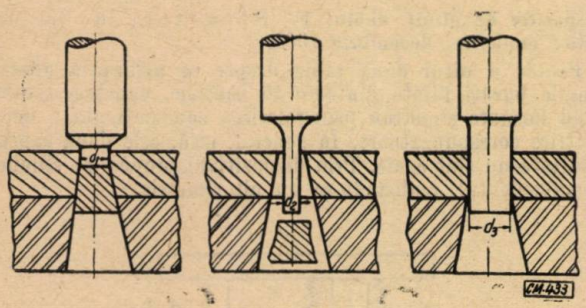


Fig. 1

Pentru prima fază se foloseşte un poanson din oţel de scule, cu lungime mică şi diametru d_1 care pătrunde în tablă pe o mică distanţă, suficientă însă ca să separe o pastilă. În a doua fază se foloseşte un al doilea poanson cu diametrul d_2 mai mic decît d_1, care îndepărtează pastilele din gaură, iar în a treia fază se îndepărtează materialul în plus, finisîndu-se gaura la diametrul d_3.

Găurirea în trepte poate fi folosită nu numai pentru găurile rotunde, ci şi pentru cele de formă neregulată. Pentru producţia de serie poate fi efectuată în matriţe progresive.

Ungerea tablei de ştanţat. F. Strasser. In: Rivista di meccanica, nr. 327, 1964.

Ungerea materiei prime utilizate în cadrul prelucrării. prin ştanţare a constituit multă vreme o problemă controversată. Astăzi există un acord unanim în ce priveşte utilitatea şi necesitatea procedeului în cadrul unei producţii de mare randament, în special în cazul ambutisării cu deformaţii mari.

Pentru determinarea lubrifiantului cel mai potrivit, în afară de cunoaşterea caracteristicilor respective sînt necesare încercări experimentale pentru fiecare operaţie şi material folosit.

În cadrul operaţiei de tăiere (retezare, decupare, perforare), alegerea lubrifiantului este funcţie în primul rînd de materialul utilizat. Astfel, pentru fier şi oţel se pot folosi: ulei mineral uşor, grăsime animală, ulei emulsionabil. Se recomandă pentru tabla de oţel de rezistenţă redusă un lubrifiant mai dens, iar pentru cea de rezistenţă mare, unul mai uşor. Aceiaşi lubrifianţi se folosesc şi pentru cupru sau alamă, adăugîndu-se în unele cazuri 10% petrol; se poate utiliza şi o suspensie de săpun în apă. Pentru aluminiu se recomandă petrolul cu 10% ulei mineral, iar pentru zinc, plumb şi cositor, săpun aplicat pe tablă, la cald, sau ulei mineral greu. În cazul materialelor plastice nu se foloseşte lubrifiant sau, în unele cazuri, ulei mineral foarte uşor.

În ce priveşte operaţiile de formare (în special de ambutisare), cu cît tabla este mai groasă şi deformarea mai puternică, densitatea lubrifiantului trebuie să fie mai mare. În cazul oţelului se recomandă pentru operaţii uşoare: ulei mineral fluid, soluţie de săpun în apă, ulei emulsionabil etc. Pentru operaţii grele trebuie se se folosească următorul amestec: 25% grafit, 25% seu de miel şi 50% untură, amestecate la cald. Pentru înlesnirea operaţiei de ambutisare, tabla de oţel se acoperă iniţial cu un strat subţire de cupru prin introducerea foilor degresate şi uscate într-o soluţie de sulfat de cupru. În cazul cuprului sau alamei se folosesc soluţii de săpun în apă cu diferite densităţi.

La ambutisarea tablei de aluminiu se pot utiliza: ulei mineral cu grăsime animală diluat cu petrol, seu de miel şi parafină în proporţie de pînă la 30 : 70 pentru deformări mari, ulei cu vaselină etc.

Lubrifiantul trebuie aplicat în strat uniform pe suprafaţa tablei de prelucrat.

Matriţă pentru decuparea simultană a două piese. In: La Machine moderne, aprilie 1964.

Se prezintă cazul în care pentru un produs fabricat în serie mică era necesar să se decupeze două piese. Pentru a economisi timp şi material s-a studiat posibilitatea decupării simultane a acestor piese, construindu-se matriţa astfel încît piesa cea mai mică să se poată decupa din materialul care rămîne din decuparea celeilalte piese (fig. 1). Acest pro-

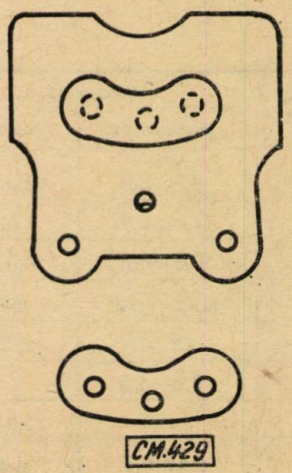


Fig. 1

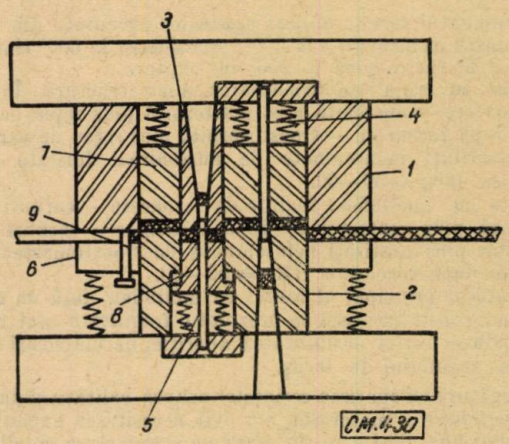


Fig. 2

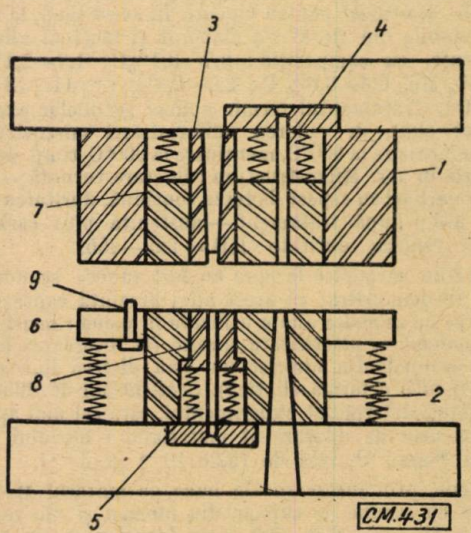


Fig. 3

c edeu prezintă avantajul că cele două piese pot fi produse în acelaşi timp cu aceeaşi cheltuială pentru manoperă, iar preţul de cost al matriţei complexe este mai mic decît preţul de cost a două matriţe separate. În figurile 2 şi 3 este arătată matriţa pentru confecţionarea acestei piese, în două poziţii de lucru. Piesa cea mai mare este decupată de matriţa principală *1* şi poansonul principal *2*. Piesa mai mică este decupată de poansonul auxiliar *3*. Cele trei găuri mici din piesa cea mai mare sînt efectuate de poansoanele auxiliare *4*, iar găurile din piesa cea mai mică, de poansoanele *5*.

Ejectarea pieselor se face astfel: piesa *6* separă tabla de poansonul principal *2*. Ejectorul principal *7* scoate piesa cea mai mare din matriţa principală *1* şi ejectorul auxiliar *8* scoate piesa mică din poansonul principal *2*. În acelaşi timp, cele două ejectoare separă piesele de poansoanele *4* şi *5*. Deşeurile care provin din decuparea piesei mari cad prin propria lor greutate, iar cele provenite din decuparea piesei mici sînt împinse în sus şi îndreptate spre partea din spate a presei, printr-o pîlnie de tablă. Opritorul *9* al avansului tablei este escamotabil.

Sistem cu camă şi bielă pentru mecanisme cu viteză de rotaţie variabilă. In: La Machine moderne, octombrie 1963.

Mecanismul reprezentat în figură a fost construit pentru o maşină de fabricat sîrmă la care era necesar să se schimbe decalajul dintre mecanismul montat pe arborele condus şi cel montat pe arborele motor, păstrîndu-se această poziţie un interval determinat din ciclul de lucru pentru ca apoi poziţia relativă să fie readusă la cea iniţială. Prin acest mecanism se transformă o mişcare uniformă de rotaţie într-o mişcare cu viteză variabilă, păstrîndu-se poziţiile relative necesare între arborele motor şi arborele condus.

Arborele motor *1*, pe care este montat braţul *2* se roteşte cu o viteză uniformă în sensul acelor unui ceasornic (indicat cu o săgeată pe figură). Braţul *2* acţionează biela *3*, legată cu biela *4*, care la rîndul ei este legată de braţul *5*, montat pe arborele condus *6*. La capătul de jos al bielei *4* se află galetul *7* în contact cu cama interioară *8*, fixată pe un element imobil al maşinii şi al cărui centru coincide cu centrele arborilor *1* şi *6*. În partea din dreapta a figurii s-a reprezentat prin linie plină poziţia elementelor atunci cînd rotaţia şi poziţiile unghiulare relative ale arborilor coincid. În acest moment, galetul *7* a ajuns la punctul de sfîrşit al suprafeţei concentrice al celui mai mic diametru interior al camei *H*. Mişcarea de rotaţie a arborelui *1* continuînd, determină galetului *6* o mişcare de coborîre pe suprafaţa cu înclinare circulară a camei *8*, în direcţia suprafeţei concentrice de cel mai mare diametru; în acest moment, bielele ocupă poziţia

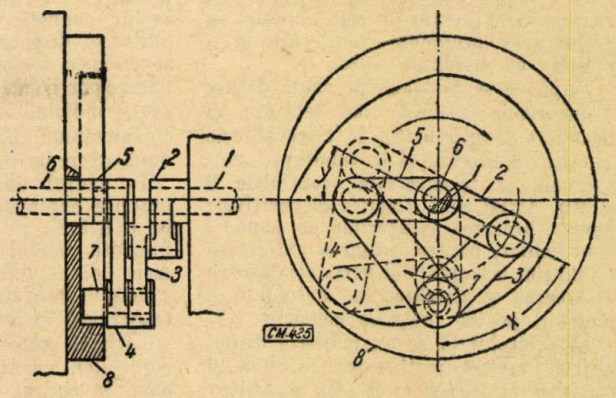


Fig. 1

reprezentată prin linie întreruptă. Astfel, o parte din mişcarea de rotaţie imprimată de braţul *2* braţului *5* este pierdută datorită schimbării poziţiei relative a bielelor *3* şi *4*. Din această cauză, braţul *2* rotindu-se cu unghiul x a transmis braţului *5* o deplasare mai redusă, de unghi y.

Arborele *6*, găsindu-se în altă poziţie faţă de arborele *1*, rămîne în această poziţie pînă ce rotaţia arborelui *1* aduce galetul *7* la extremitatea suprafeţei de cel mai mare diametru al camei *8*, care, în acest caz, se găseşte pe axa orizontală. Din acest moment se produce o schimbare treptată a poziţiilor relative ale arborilor *1* şi *6*, prin faptul că galetul este încă pe suprafaţa camei înclinate în direcţia suprafeţei concentrice cu cel mai mare diametru. Această schimbare a poziţiei relative a arborilor este condusă în sens opus celei precedente, astfel încît atunci cînd galetul *7* ajunge pe axul vertical, arborii *1* şi *6* au din nou poziţiile iniţiale unul faţă de celălalt şi rămîn astfel timp de o jumătate de ciclu, braţele şi bielele fiind în acel moment din nou în poziţia indicată cu linie plină.

Recenzii

Manual pentru construcţia dispozitivelor de prindere (Handbook of Fixture Design). Sub redacţia: F. W. Wilson, New-York, McGraw-Hill, 1962, 478 pag., 513 fig.

Manualul sistematizează şi generalizează experienţa de producţie a principalelor uzine constructoare de maşini din S.U.A. privind dispozitivele pentru prelucrarea mecanică, montaj şi control tehnic. Se compune din 15 capitole.

În capitolul 1 se analizează etapele premergătoare construirii dispozitivelor. Aceste etape se referă la precizarea caracteristicilor piesei (material, natura semifabricatului, formă şi dimensiuni, cerinţe impuse preciziei), examinarea particularităţilor procesului tehnologic de prelucrare, stabilirea caracteristicilor maşinilor-unelte, fixarea amănuntelor privind bazele de aşezare, ordinea prinderilor, comoditatea încărcării şi descărcării piesei etc. şi elaborarea calculului economic de amortizare a noului dispozitiv. În final se dau cîteva exemple de analiză preliminară şi studiul construcţiei unor dispozitive pentru prelucrarea pieselor tipice.

Capitolul 2 cuprinde principiile de fixare a piesei pentru prelucrarea în dispozitiv. În cadrul exemplelor de dispozitive prezentate se evidenţiază erorile de prelucrare pe care acestea le pot genera.

Capitolul 3 se referă la construcţia şi calculul dispozitivelor de prindere. În scopul asigurării operativităţii calculului, în capitol sînt incluse numeroase tabele şi nomograme. Pe scurt sînt descrise metodele speciale de prindere cu dispozitive vacuumatice, magnetice şi electrice, cu ajutorul aliajelor uşor fuzibile etc.

În capitolele 4 şi 5, consacrate utilajelor şi dispozitivelor de prindere pentru maşinile de găurit, se prezintă un bogat material ilustrativ, fără să se insiste asupra calculelor.

Dispozitivele utilizate la strunguri constituie obiectul capitolului 6. Pe lîngă dispozitivele obişnuite sînt descrise şi cele cu destinaţie specială, ca de exemplu, dispozitivele de prindere a pieselor cu pereţi subţiri, a inelelor înguste cu diametrul mare, a pieselor confecţionate din materiale casante, a semifabricatelor din tablă.

Capitolul 7 se referă la dispozitivele pentru mașinile de frezat. Se clasifică metodele de frezare cu exemple de așezare a pieselor, se indică criteriile de alegere a dispozitivelor cu mai multe locuri. Dintre dispozitivele speciale prezentate menționăm pe cele necesare la prelucrarea profilelor complicate și a pieselor cu rigiditate mică.

După ce se tratează pe scurt despre dispozitivele utilizate la retezare și decupare (capitolul 8), se trece la cele folosite la broșare și la rabotare longitudinală și transversală (capitolele 9 și 10). Astfel, sînt descrise dispozitivele pentru broșarea locașurilor de pană și a orificiilor, pentru broșarea exterioară pe mașini orizontale și verticale, pentru încărcarea și descărcarea automată a pieselor, pentru broșarea continuă.

În capitolul 11 se examinează dispozitivele pentru rectificarea rotundă și plană exterioară și interioară și pentru ascuțirea sculelor așchietoare, iar în capitolul 12, dispozitivele de montaj.

Dintre acestea amintim dispozitivele pentru îmbinări nituite și filetate, pentru executarea găurilor la montaj, presare, sudură, lipire etc.

Capitolul 13 este destinat dispozitivelor pentru controlul dimensiunilor orificiilor și al poziției acestora, pentru măsurarea abaterilor de formă și de poziție, pentru controlul roților dințate, al pieselor ambutisate, al rotoarelor de turbină etc.

În capitolul 14 se prezintă dispozitivele cu destinație specială. Reținem din cuprins dispozitive pentru tratamente termice, pentru curățare cu peria de sîrmă, pentru vopsitorie, pentru profilarea tablelor.

Capitolul 15 este rezervat normalizării dispozitivelor cu utilizare generală și a elementelor lor componente, printre care și cele de montaj.

Lucrarea este interesantă, cuprinzînd descrierea și indicii tehnico-economici ai diferitelor dispozitive menite să asigure ridicarea preciziei și calității de prelucrare și realizarea unei încărcări raționale a mașinilor. Se adresează inginerilor și tehnicienilor din institutele de proiectări și din serviciile tehnice ale uzinelor și studenților din învățămîntul tehnic superior.

A. D. Pozdev și I. B. Rozman. **Cuplaje și frîne electromagnetice.** Moscova — Leningrad, Editura energetică de stat, 1963, 104 pag., 29 fig., 7 tab.

Cuplajele electromagnetice sînt utilizate într-un mare număr de agregate mecanice, caracterizîndu-se prin elasticitate și robustețe în funcționare.

Lucrarea, de nivel superior, completează acest domeniu al literaturii tehnice cu un bogat material teoretic. Primul capitol tratează teoria generală a cuplajelor de alunecare electromagnetice. Se expun bazele teoretice de calcul și relațiile fundamentale pentru cuplajul cu ancoră, determinarea momentului maxim transmis, calculul vitezei, cum și alegerea numărului optim de perechi de poli.

Capitolul următor cuprinde datele pentru proiectarea cuplajelor electromagnetice de alunecare, indicînd relațiile pentru determinarea dimensiunilor principale, în funcție de condițiile electromagnetice și tehnice.

Partea electrică de calcul este tratată pe larg, cuprinzînd proiectarea sistemului magnetic, date privind conductibilitatea, dispersarea cîmpului magnetic și variația forței magnetice. Dimensionarea părții mecanice este tratată pe scurt, indicîndu-se numai o desfășurare a calculului. Capitolul se încheie cu două exemple de calcul.

În cadrul unui capitol special sînt descrise cuplajele de fabricație curentă în U.R.S.S., și anume seria NMC; se prezintă modul de funcționare, sistemele de comandă și se evidențiază un exemplu referitor la stadiul acestor construcții în străinătate.

Ultimul capitol tratează utilizarea cuplajelor electromagnetice cu alunecare, în cadrul construcției de mașini.

Se începe cu utilizarea cuplajului ca element de reglaj și îmbunătățire a condițiilor de lucru, în cadrul proceselor tranzitorii de cuplare și ca element de siguranță în cazul suprasarcinilor; se analizează utilizarea acestor cuplaje ca frîne.

Capitolul se încheie cu o succintă prezentare a utilizărilor industriale a cuplajelor electromagnetice în celelalte țări.

V. A. Grigoriev, T. A. Kolaci, V. S. Sokolovski, și R. M. Temkin. **Scurt îndreptar pentru aparate schimbătoare de căldură,** Moscova — Leningrad, Gosenergoizdat, 1962.

În lucrare sînt descrise construcțiile principale de schimbătoare de căldură executate în U.R.S.S. pentru industria energetică, chimică, petrolieră și metalurgică, iar informațiile date de autori pot fi utilizate pentru rezolvarea diferitelor probleme practice legate de alegerea și verificarea, proiectarea sau adaptarea schimbătoarelor de căldură.

Materialul expus în lucrare pe 256 pagini, grupate în 7 capitole, cuprinde 113 figuri și 126 tabele.

În primul capitol autorii prezintă bazele calculului aparatelor schimbătoare de căldură. După o scurtă clasificare a aparatelor schimbătoare de căldură este indicată metodica de calcul termic, hidraulic și de rezistență a recuperatoarelor de căldură, instalațiilor de distilare și rectificare, precum și a instalațiilor cu absorbție.

În capitolul al doilea, avînd ca obiect aparatele schimbătoare de căldură utilizate în instalațiile de termoficare și energetice, autorii prezintă caracteristicile principale ale schimbătoarelor de căldură care echipează sistemele de alimentare cu căldură și preîncălzire regenerativă a apei de alimentare. De asemenea, sînt date informații privind răcitoarele de ulei, răcitoarele de aer și condensatoarele.

O atenție deosebită este acordată în lucrare schimbătoarelor de căldură folosite în industria chimică, de tip: țeavă în țeavă, spirale, cu manta și cu serpentine prezentate în capitolul al treilea. Tot în acest capitol sînt indicate caracteristicile principale ale schimbătoarelor de căldură cu destinație specială, ale condensatoarelor și aparatelor de distilare.

În cel de-al patrulea capitol sînt indicate caracteristicile principale ale schimbătoarelor de căldură care echipează instalațiile frigorifice industriale și instalațiile de separare a aerului prin metoda frigului adînc. Aceste caracteristici se referă în special la: vaporizatoarele și condensatoarele instalațiilor frigorifice cu amoniac și freon, schimbătoarele de căldură ale mașinilor frigorifice cu vapori de apă și ejector, condensatoarele-vaporizatoarele de azot și, respectiv, oxigen, regeneratoarele și subrăcitoarele de azot și aer lichid.

Un interes deosebit îl prezintă și materialul expus în capitolul al cincilea privind schimbătoarele de căldură utilizate în industria petrolieră, de tipul: cu cap flotant, cu fascicul de țevi în formă de U, cu spațiu de vapori, cu manta și rețea fixă de țevi, țeavă în țeavă și condensatoare-frigorifere.

În capitolul 6 autorii expun caracteristicile unor schimbătoare de căldură utilizate în industria metalurgică și industria materialelor de construcții, insistînd mai ales asupra recuperatoarelor de căldură ale cuptoarelor industriale de încălzire.

În ultimul capitol sînt prezentate pe scurt unele caracteristici ale utilajului auxiliar al aparatelor schimbătoare de căldură.

În concluzie, considerăm că lucrarea poate fi deosebit de utilă inginerilor proiectanți de aparate schimbătoare de căldură, precum și studenților institutelor de învățămînt superior care se specializează în domeniul termoenergeticii.

Ing. *Vsevolod Radcenco*

I. Matauschek. **Einführung in die Ultraschalltechnik** (Introducere în tehnica ultrasunetelor). Berlin, V.E.B. Verlagtechnik.

Domeniul acusticii este în momentul de față mult mai extins. Dintr-o știință veche, considerată ca închisă la sfîrșitul veacului trecut și care se ocupa mai ales cu studiul tuburilor sonore și al coardelor vibrante, acustica a devenit o știință nouă, care se dezvoltă mereu, o știință complexă, cu numeroase ramuri. Preocupările acusticii s-au lărgit foarte mult; în afara domeniului sonor (acel al vibrațiilor acustice care produc senzații de auz) cuprinde în prezent pe cel al infrasunetelor (frecvențe inferioare la 16 Hz) și al ultrasunetelor (frecvențe mai mari decît 16 000 Hz).

În ce privește limita superioară a domeniului ultrasunetelor, s-a ajuns să se producă ultrasunete a căror frecvență este de ordinul a 10^{10} Hz, atingîndu-se astfel zona frecvențelor hipersonice.

Dezvoltarea impetuoasă a tehnicii ultrasunetelor a avut ca rezultat pătrunderea acesteia în ultimii ani în cele mai variate domenii ale științei și în multe discipline ale științelor naturii

Mai mult, prin aplicațiile din ce în ce mai largi ale ultraacusticii în tehnică, se aduce o contribuție importantă în economia unei țări pe baza folosirii tehnicii noi. Datorită celor arătate, cartea scrisă de I. Matauschek, apărută în limba germană, avînd titlul: „Introducere în tehnica ultrasunetelor", prezintă într-un tot unitar bogata experiență a autorului, completată cu cea mai actuală literatură în acest domeniu și este binevenită.

Cartea conține trei părți care se ocupă cu fizica ultrasunetelor, tehnica producerii ultrasunetelor și cu aplicațiile ultrasunetelor.

Partea referitoare la fizica ultrasunetelor prezintă elementele de bază necesare înțelegerii lucrării, cum sînt diferitele categorii de unde și structura lor, energia produsă de unde, absorbția undelor în diferite materiale, reflexia, difracția undelor, vibrații proprii, unde staționare etc.

De asemenea, sînt prezentate unele proprietăți specifice, cum și efectele ultrasunetelor de mică lungime de undă și amplitudini finite. După o tratare a efectelor principale ale ultrasunetelor, ca: efectul liniar, fenomenul de cavitație, absorbția etc., sînt prezentate efectele secundare cum sînt efectele mecanice, termice, electrice, optice, chimice și biologice.

În a doua parte a lucrării, tehnica ultrasunetelor și generarea lor, sînt tratate problemele privitoare la metode mecanice de producere a ultrasunetelor (fluiere de diferite tipuri, generatoare gazodinamice, sirene etc.); — metode electromecanice active piezoelectrice și magnetostrictive, insistîndu-se în detaliu asupra „efectului" acestora și asupra analogiei mecanoelectrice atît de utilă în studiul generatoarelor de ultrasunete.

Într-unul din capitolele părții a doua (cap. 7) sînt prezentate receptoarele de ultrasunete și tehnica măsurărilor. Sînt descrise receptoarele de tip mecanic (discul lui Rayleigh), receptoare pentru măsurarea presiunilor, măsurări termice (calorimetre) și pentru determinarea constantelor acustice (viteza undelor, frecvența, interferometru acustic, absorbția etc.).

Partea a treia a lucrării se referă la aplicațiile ultrasunetelor în diferite domenii de activitate; în tehnica navigației, în controlul materialelor, determinarea constantelor fizice etc. În tehnica navigației se pot evita obstacolele, se poate afla în orice moment adîncimea fundului mării, se pot detecta bancurile de pești în vederea îmbunătățirii tehnicii pescuitului, în tehnica telecomenzii etc.

Un ultim capitol se ocupă de acțiunea ultrasunetelor care necesită o mare energie cum este acțiunea ultrasunetelor în industria metalurgică (de exemplu în elaborarea metalelor la lipirea, sudura și curățarea materialelor), în industria textilă și a hîrtiei, în industria chimică, în industria energetică (fenomenul arderii, desprăfuirea acustică a fabricilor de ciment și negru de fum etc.), biologie, medicină și farmacie.

Cartea este redactată la un înalt nivel științific fără ca prin aceasta să fie neglijat aspectul aplicativ al tehnicii ultrasunetelor.

Peste 900 de referințe bibliografice din cea mai recentă literatură de specialitate, în cele mai variate domenii ale tehnicii, arată importanța deosebită care trebuie să se dea acestui nou capitol al acusticii moderne.

Cartea este ilustrată cu numeroase figuri, schițe, desene, diagrame, fotografii, tabele cu constante fizice, care ușurează înțelegerea expunerii și face ca lucrarea să fie de un real folos celor ce doresc să studieze sau să adîncească acest important domeniu al tehnicii **noi.**

Aurelian Stan

Cronica

A XIX-a reuniune generală a Comisiei Electrotehnice Internaționale

Între 19 și 30 mai a avut loc la Aix-les-Bains, în Franța, cea de-a XIX-a reuniune generală a Comisiei Electrotehnice Internaționale.

La lucrările acestei reuniuni, care a lucrat cu 35 din cele peste 50 de comitete tehnice și grupe de lucru pe care le posedă, a participat și o delegație a țării noastre, condusă de Acad. Prof. Dr. Ing. Remus Răduleț, președintele Comitetului Electrotehnic Romîn.

S-au dezbătut documente importante pentru încercările de recepție a unor materiale, aparate și mașini folosite în electrotehnică, precum și unele probleme generale ca acelea de nomenclatură, simboluri grafice, mărimi și unități electrice și magnetice etc.

Astfel, Comitetul tehnic pentru motoare cu ardere internă a analizat proiectul publicației C.E.I. pentru motoare cu ardere internă cu mișcare alternativă (exclusiv motoarele cu carburator), partea I: Specificație, și partea a 2-a: Reguli pentru încercările de recepție.

Comitetul tehnic pentru turbine hidraulice a dezbătut proiectul unui cod internațional de încercare a sistemelor de reglare a vitezei pentru turbine hidraulice.

La finele reuniunii generale a avut loc alegerea noului președinte al Comisiei Electrotehnice Internaționale, funcțiune de mare răspundere și prestigiu, în persoana Academicianului Prof. Dr. Ing. Remus Răduleț.

INFORMAȚII

Un nou material de acoperire rezistent la temperaturi pînă la 1 100°C

Un nou material de acoperire (Corrotech H.R.), rezistent la căldură, a fost pus în exploatare. Un simplu strat aplicat în mod obișnuit, cu pensula, prezintă excepționale calități de aderență pe metale feroase, neferoase, cărămidă, sticlă etc. Încălzirea materialelor astfel, pînă la 1 100 °C, nu afectează stratul de acoperire care rămîne intact după răcire; întrebuințarea periei metalice nu poate determina desprinderea sa. Calitățile stratului de acoperire rămîn neschimbate chiar dacă răcirea (de la 1 100 °C) se face brusc (în apă rece). O bucată de lemn vopsită cu noul material rezistă timp de 15 minute în flacăra unei lămpi cu benzină, fără a arde.

Unele variante ale noului material rezistă timp de 12 h la acțiunea acidului sulfuric, clorhidric, azotic, fluorhidric, fără ca stratul de acoperire să prezinte semne vizibile de degradare.

Un nou procedeu pentru forjarea arborilor cotiți

Un nou procedeu pentru forjarea arborilor cotiți a fost pus în aplicare într-o uzină franceză. În cadrul procedeului se pornește de la un arbore

cilindric drept de diametru corespunzător manetoanelor brute. Se formează separat fiecare cot, printr-o operație simultană de îndoire și refulare între două matrițe; prin mișcarea de apropiere a matrițelor, în același timp cu aceea de coborîre a poansonului, se realizează concomitent centrarea manetonului și aplatisarea brațelor de manivelă.

Operația se repetă pentru fiecare cot în parte; precizia obținută este suficientă pentru a nu mai fi necesară o prelucrare ulterioară a brațelor de manivelă. În general, prelucrarea ulterioară se reduce mult; de exemplu, pentru un arbore cotit cu o greutate finală de 7 t, realizat prin noua metodă, greutatea materialului îndepărtat prin operația de așchiere se ridică la 4,4 t față de 11 t pentru arborele prelucrat prin metoda obișnuită.

Bor metalic sub formă de fibre rezistente la temperaturi înalte

În S.U.A. s-au realizat fibre din bor metalic care sînt mai rezistente decît oțelul, au greutate mai redusă decît aluminiul și sînt mai dure decît sticla, cu un punct de topire de 2 000 °C.

Borul nu poate fi trefilat deoarece la temperatura de topire reacționează cu aproape toate metalele. Fibrele se confecționează, depunînd borul printr-un procedeu electrolitic din sare de bor, pe un miez de vanadiu de 12,5 μm diametru. Prin acest procedeu s-au confecționat fibre de bor de 210 m lungime și 250 μm diametru, care se folosesc la armarea rășinilor sintetice.

Aparat pentru determinarea rapidă a punctului de condensație

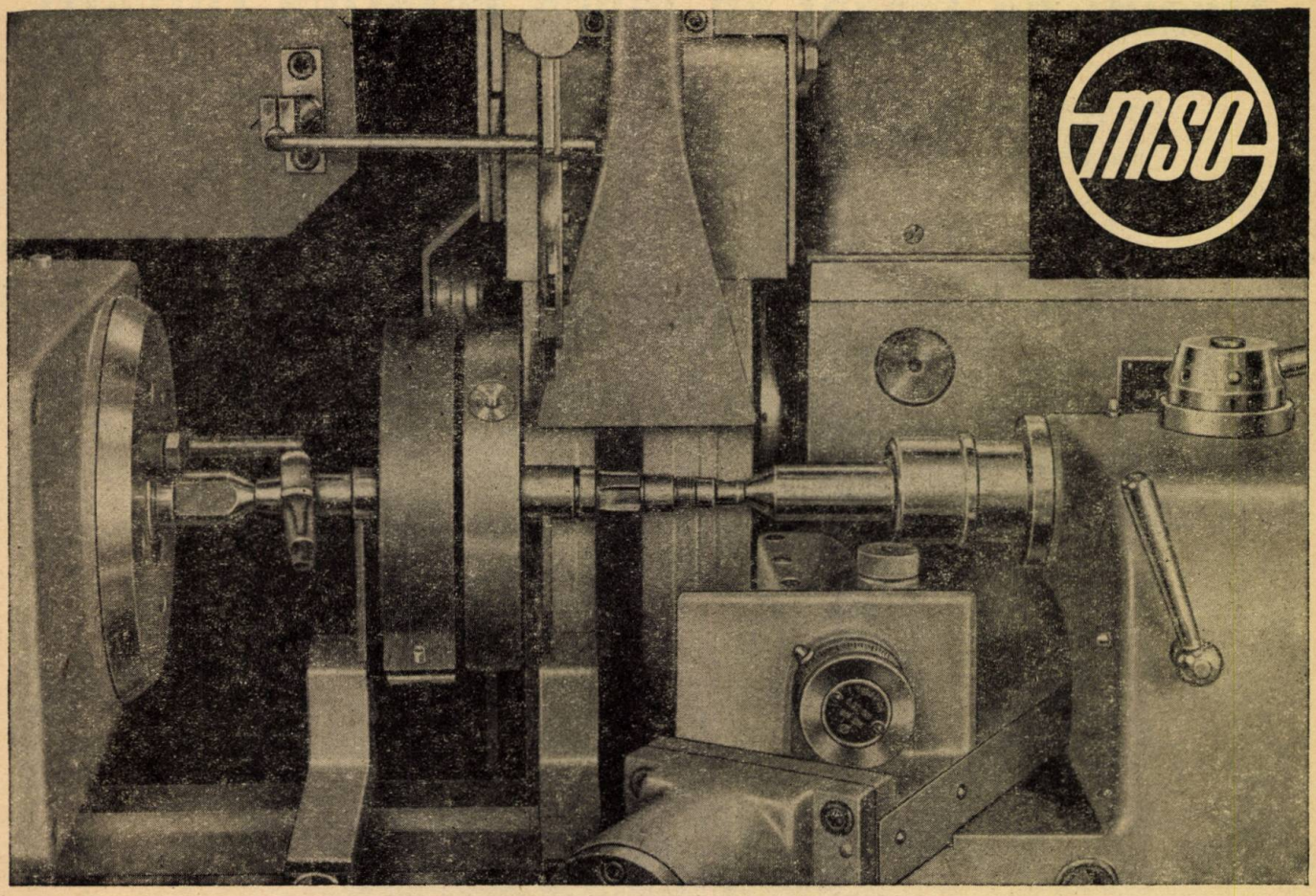
În Anglia s-a construit un aparat pentru măsurarea rapidă a punctului de condensație în aer și alte gaze, cu un conținut mic de vapori de apă, prevăzut cu un calculator. Aparatul este portativ, nu are nevoie să fie răcit și poate fi deservit ușor de către un personal neexperimentat. Cu ajutorul acestui aparat se pot măsura punctele de condensație de la — 62 °C pînă la temperatura ambiantă, adică de la 0,0015% pînă la 2,75% vapori de apă în volum.

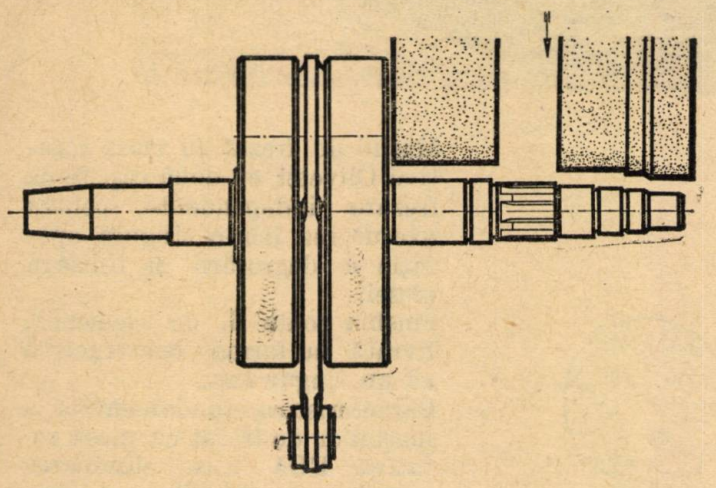
Aparatul este folosit în special la tratamentul termic al metalelor și aliajelor în atmosferă de protecție controlată. De exemplu, la cementarea în gaz, călire și recoacere, aparatul poate determina conținutul de umiditate a atmosferei care provine din generatorul de gaz, cît și în cuptor. În instalațiile de răcire, cu ajutorul acestui aparat se verifică rapid și continuu gradul de uscăciune a aerului. În instalațiile de condiționare a aerului ale clădirilor, în care aerul adus din exterior este amestecat cu aer uscat astfel încît să se obțină o umiditate bine determinată, acest aparat verifică rapid și precis sosirea aerului uscat.

Prelucrarea metalelor la temperaturi sub 0°C

În S.U.A., la Southern Research Institute s-au efectuat încercări pentru prelucrarea metalelor la temperaturi sub 0 °C. Rezultatele acestor încercări au confirmat că oțelurile inoxidabile sînt aliajele ale căror proprietăți sînt cel mai mult îmbunătățite prin acest tratament, în special în ceea ce privește rezistența la tracțiune, rezilienta și rezistența la coroziune. Încercările s-au efectuat pe oțeluri austenitice laminate la — 200 °C (cu o reducere de 80%) apoi supuse unei recoaceri timp de 24 ore pentru a se anula tensiunile remanente de laminare; s-a constatat că rezistența la tracțiune și rezilienta acestor oțeluri cresc cu cît temperatura este mai redusă. Încercările continuă pentru determinarea coeficientului de siguranță al acestor oțeluri.

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din R.P.R. — Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica nr. 3, raion T. Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi: lei 100 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 48 anual. Costul unui exemplar lei 5.
Tiparul: I. P. „Informația", str. Brezoianu nr. 23—25, București, c. 2361.





FH-200

Înălţimea vîrfurilor 130 mm

Lungimea de şlefuire 400, 750, 1 000 mm

Şlefuirea unei jumătăţi de arbore cotit cu o serie de pietre de polizat de copiat

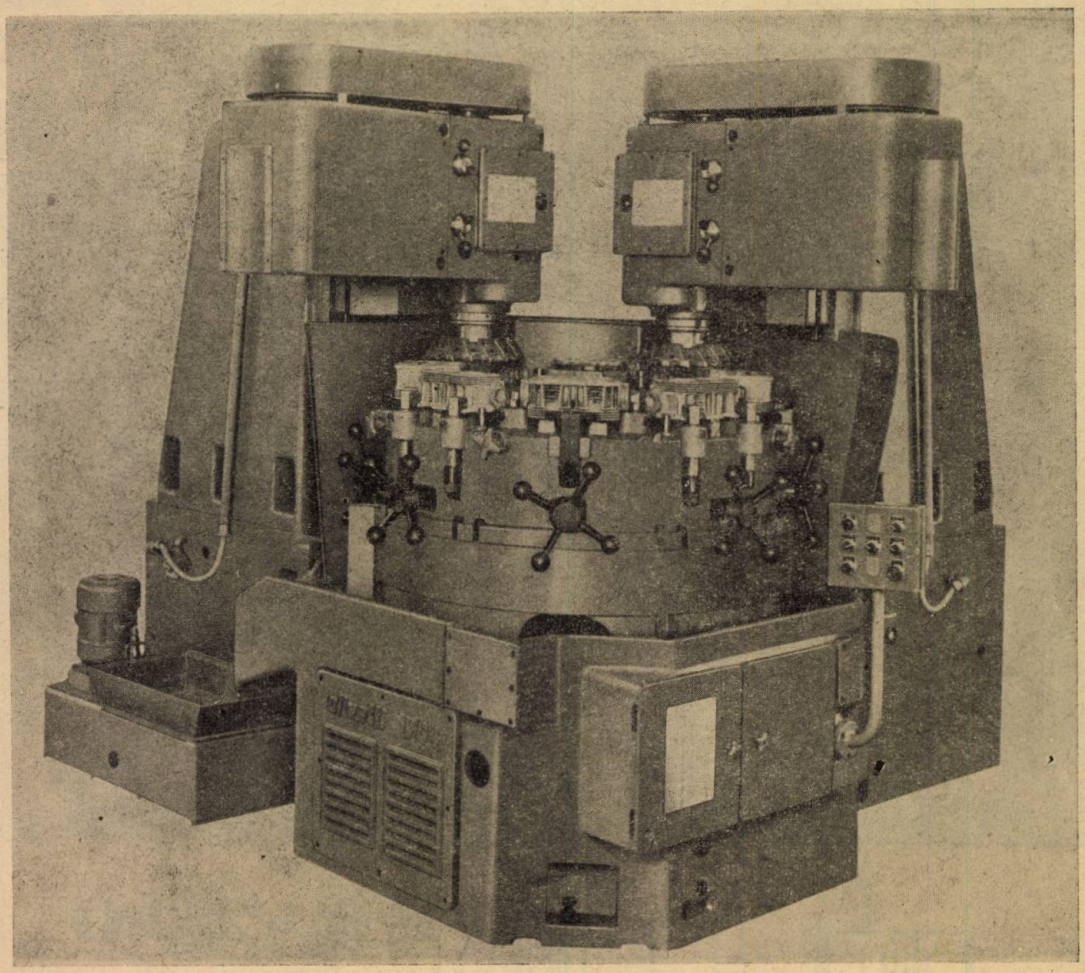
Şlefuire cu maşina de mare productivitate la şlefuire rotundă model FH—200.

Maşina este în mod special indicată pentru şlefuirea rotundă permanentă, economică a pieselor cilindrice, conice şi profilate, în fabricaţia individuală, de serie sau de masă.

MSO—Werke OFFENBACH AM MAIN

Senefelderstrasse 162 ◆ Căsuţa Poştală 37 ◆ Telefon 80, 191 ◆ Republica Federală Germană

Maşini de frezat cu masa rotativă Olivetti



Maşini de frezat cu masa rotativă Olivetti cu două capete de frezare independente, pentru executarea într-o singură operaţie a degroşării şi finisării piesei.
Maşina poate fi, de asemenea, livrată în forma constructivă cu un singur cap.
Caracteristica fundamentală a maşinilor de frezat cu masă rotativă FG4 este eliminarea completă a timpilor morţi; destinate în mod special lucrărilor de serie mare şi mijlocie din industria uşoară şi semiuşoară, aceste maşini funcţionează în ciclu continuu, fără întreruperi în mişcările de alimentare şi de lucru.

Caracteristici generale

Greutatea maşinii (cu două capete): circa 7 900 kgf. Aparataj electric Allen Bradley în cofrete separate de construcţie capsulată.

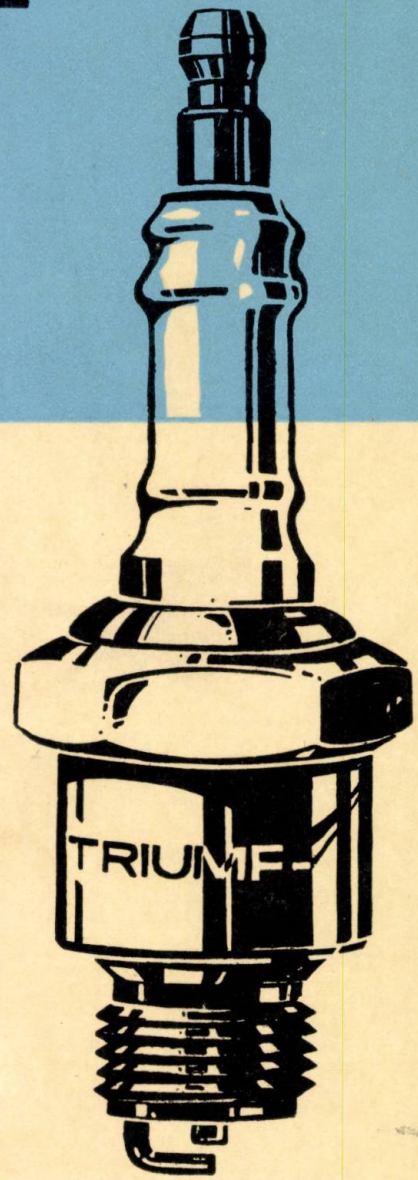
Masa: Mişcare de lucru rotativă. Posibilitate de a trece de la viteza de lucru la viteza rapidă în acelaşi ciclu de rotaţie printr-un sistem cu camă specială livrat la cerere.
Viteza de lucru pe diametrul de 1 000 mm: de la 56 la 2 000 mm/min. Timpul pentru o rotaţie a mesei de la 56 la 1,6 min.
Numărul vitezelor posibile: 32. Diametrul mesei: 1 100 mm.

Capul de frezare: Pe această maşină se pot utiliza în mod normal două tipuri de capete de frezare cu 10 CP la arbore (capul U10 normal: turaţia frezei de la 63 la 800 rot/min; numărul vitezelor 12. Capul UR10R special pentru aliaje uşoare: turaţia frezei de la 500 la 5 600 rot/min; numărul vitezelor 8).

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

olivetti

MAŞINI – UNELTE
ING. C. OLIVETI & C., S.p.A.
S. Bernardo d'Ivrea (Torino)



Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Bujia TRIUMF

GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE;
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE;
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT;
PERMITE UN REGLAJ UȘOR;
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei	Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95	M 18 x 1,5	45	M 18—45
	145	M 14—145		95	M 18—95
	175	M 14—175		145	M 18—145
	195	M 14—195		175	M 18—175
	225	M 14—225		195	M 18—195
	240	M 14—240		225	M 18—225
	260	M 14—260		240	M 18—240
	195	M 14L—195		145	M 18C—145
	310	M 14LX—310		175	M 18C—175
	370	M 14LX—370		225	M 18C—225

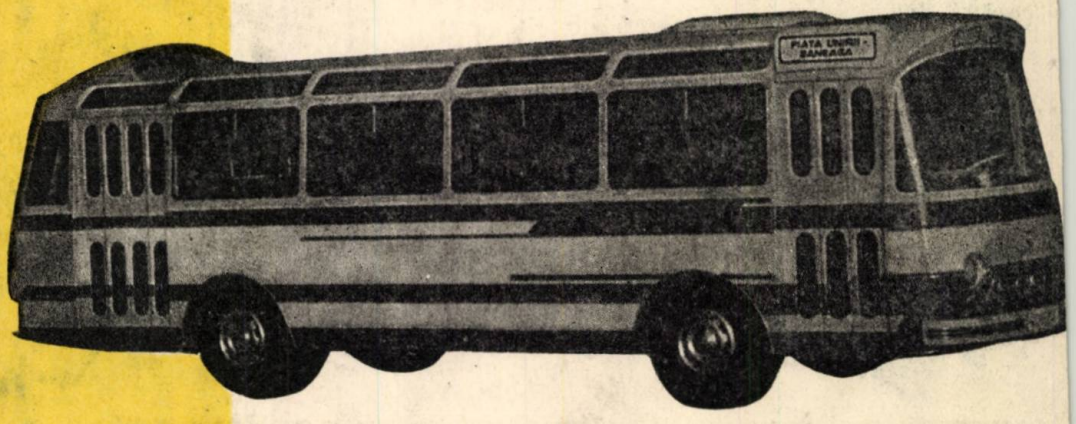
L = bujii cu filet lung (19 mm)
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
C = bujii cu scaun conic

Triumf

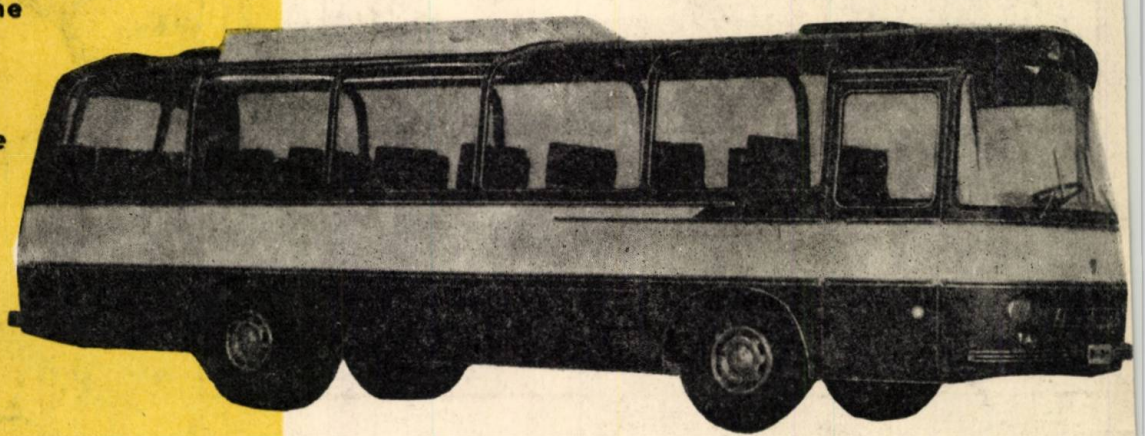
UZINA AUTOBUZUL BUCUREȘTI

produce

Autobuze urbane de medie capacitate



Autobuze interurbane de medie capacitate



Uzina **AUTOBUZUL** București

RAIONUL N. BĂLCESCU • STR OSTROV Nr. 3